

CLASSIFICATION CONFIDENTIAL/US OFFICIALS ONLY

SECURITY INFORMATION

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY

**INFORMATION REPORT**

REPORT NO. [redacted]

CD NO.

COUNTRY Germany

DATE DISTR. 16 JAN 52

SUBJECT Conference on Machinery Technique

NO. OF PAGES

25X1

PLACE ACQUIRED [redacted]

NO. OF ENCLS.  
(LISTED BELOW)

25X1 DATE ACQUIRED BY SOURCE [redacted]

SUPPLEMENT TO  
REPORT NO.

25X1

DATE OF INFORMATION [redacted]

The information in this report was obtained by the Scientific Research Division, Military Security Board, (Germany), Department of State, and is disseminated by CIA in accordance with paragraphs 2h and 3d of National Security Council Intelligence Directive #7&7

Available on loan from CIA Library is a copy (in German) of the Tagung fuer Getriebetechnik (Conference on Machine Technique), 15-18 October 1951, Berlin-Charlottenburg.

The program of the Conference is given, and a paper by Dr. Ing. G. Kiper, Berlin, "Construction Methods for Linked Machines with Six and More Components", is set forth.

- end -

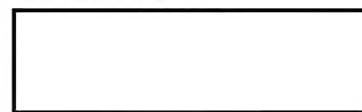
State Dept. declassification &  
release instructions on file

25X1

CLASSIFICATION

CONFIDENTIAL/US OFFICIALS ONLY  
SECURITY INFORMATION

25X1



Report on the

TAGUNG FUER GETRIEBETECHNIK

from 15 - 18 October 1951 in Berlin-Charlottenburg

25X1



Report on the

TA CUNG FUER GETRIEBE TECHNIK

from 15 - 18 October 1951 in Berlin-Charlottenburg

Prepared by : Dipl. Ing. Guido W u e n s c h

For : Office of the U.S. High Commissioner for Germany  
Scientific Research Division  
APO 633 c/o Postmaster New York, N.Y.  
Wiesbaden/Germany



## Tagung für Getriebetechnik

15. bis 18. Oktober 1951

in Berlin-Charlottenburg, Hardenbergstr. 34

Technische Universität Berlin - Charlottenburg

veranstaltet vom

Verein Deutscher Ingenieure

## Programm

*Vorbereitung und Leitung:*

Professor Dr.-Ing. H. Alt

Technische Universität Berlin-Charlottenburg

Berlin-Charlottenburg 2, Salzufer 11

Fernruf 39 20 55

Am 15. und 16. Oktober 1926 wurde vom Verein Deutscher Ingenieure die erste Tagung für Getriebetechnik in Dresden abgehalten. Damit ist vor 25 Jahren eine in gewissen Zeitabständen wiederkehrende Veranstaltung begründet worden, die die Fachleute und Interessenten der Getriebetechnik aus Industrie und Wissenschaft zusammenführt. Solche Tagungen wurden außer in Dresden auch in Berlin, Chemnitz, Karlsruhe und Düsseldorf durchgeführt.

Die diesjährige Tagung für Getriebetechnik nach einer durch den Krieg und die Kriegsfolgen bedingten Pause als erste wieder in Berlin abzuhalten, erscheint vor allem dadurch gerechtfertigt, daß von 1864 bis 1896 Franz Reuleaux, der Begründer der wissenschaftlichen Getriebel Lehre, an der damaligen Gewerbeakademie, der späteren Technischen Hochschule Berlin, als Lehrer gewirkt hat.

## *Tagesordnung*

**Montag, den 15. Oktober**

- 10.00 Eröffnung der Tagung für Getriebetechnik durch Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin.  
Ansprachen.  
Eröffnungsvortrag Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin:  
Entwicklung und Aufgaben der Getriebetechnik.
- 12.00 Gemeinsames Mittagessen.
- 14.00 Vorträge. Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin.
1. Prof. Dr.-Ing. F. G. Altmann, Braunschweig-Lehndorf:  
Neue stufenlos regelbare Getriebe.
  2. Dipl.-Ing. P. Wildt, Düsseldorf:  
Zwangsläufige Herstellung von Kurvenscheiben.
  3. Dr.-Ing. H. Brandenberger, Zürich:  
Ausbildung von Kurvenscheiben für Verarbeitungsmaschinen.
  4. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin:  
Richtlinien für das Konstruieren periodischer Getriebe im Maschinenbau.
  5. Prof. Dr.-Ing. W. Lichtenheldt, Dresden:  
Über die Genauigkeit von Lenkergeradführungen.
  6. Prof. Dr.-Ing. F. Oertel, Berlin:  
Getriebetechnik bei Textilmaschinen.

**Dienstag, den 16. Oktober**

- 8.30 Vorträge. Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. F. G. Altmann, Braunschweig-Lehndorf.
7. Prof. Dr.-Ing. K. Rauth, Aachen:  
Die Getriebearmonischen der Schubkurbelgetriebe.
  8. Prof. Dr.-Ing. F. G. Altmann, Braunschweig-Lehndorf:  
Räumliche Koppelgetriebe.
  9. Dr.-Ing. H. Brandenberger, Zürich:  
Der Wirkungsgrad selbsthemmender Umlaufgetriebe bei Umkehrung der Bewegungsrichtung.
  10. Dipl.-Ing. P. Grodzinski, London:  
Neue Getriebe mit konstanter Geschwindigkeit während des Hubes.
  11. Prof. Dr.-Ing. K. Federhofer, Graz:  
Die Trägheitspolkurve als Hilfsmittel der Dynamik ebener Getriebe.

12. Dr.-Ing. G. Kipper, Berlin:  
Konstruktionsverfahren für Gelenkgetriebe mit sechs und mehr Gliedern.

12.30 Gemeinsames Mittagessen.

14.30 Kurzberichte. Vorsitz: Dr.-Ing. G. Kipper, Berlin.

13. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin:  
Über die Güte der Bewegungsübertragung.
14. Ing. K. Schnarbach, Düsseldorf:  
Über die Ausbildung von Stangenköpfen, Rollen und Gelenkbolzen bei Kurven- und Gelenkgetrieben.
15. Dr.-Ing. K.-H. Sieker, Berlin:  
Über Toleranzen bei Getrieben.
16. Dr. phil. R. Beyer, München:  
Ermittlung des Grundkreishalbmessers bei den Kurven der Kurvengetriebe.
17. Dipl.-Ing. P. Lohse, Berlin:  
Fragen der Schmierung bei periodischen Getrieben.

Mittwoch, den 17. Oktober

8.30 Vorträge. Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. K. Rauch, Aachen.

18. Prof. O. Cranz, Stuttgart:  
Getriebetechnische Aufgaben beim Bau von Wippkranen.
19. Ing. K. Hain, Braunschweig:  
Anwendung des Gelenkvierecks bei der Konstruktion des Ackerschleppers.
20. Prof. Dr.-Ing. K. Rauch, Aachen:  
Ermittlung von Koppelkurven für beliebige Bewegungsgesetze mittels getriebeharmonischer Synthese.
21. Dr.-Ing. K.-H. Sieker, Berlin:  
Federgelenke und federnde Getriebe.
22. Dr.-Ing. F. Ludwig, Düsseldorf:  
Gelenkgetriebe an einer Papierträgermaschine.
23. Ing. J. Dichter, Berlin:  
Getriebe bei Maschinen zur Herstellung von Ampullen und kleinen Flaschen.

12.30 Gemeinsames Mittagessen.

14.30 Besichtigung der Firma „AMBEG“, Inh. J. Dichter, Maschinen zur Herstellung von Ampullen und kleinen Flaschen.

**Donnerstag, den 18. Oktober**

**8.30 Vorträge. Vorsitz: Dr.-Ing. K.-H. Sieker, Berlin.**

24. Dr. phil. R. Beyer, München:  
Dreigliedrige gleichachsige Schraubengetriebe.
25. Dipl.-Ing. H. Reinecke, Wilhelmshaven:  
Entwicklung der Anschlaggetriebe von Schreibmaschinen.
26. Ing. Kammerl, Düsseldorf-Gerresheim:  
Angewandte Getriebetechnik im Glasmaschinenbau.
27. Prof. Dr.-Ing. R. Kraus, Kharagpur (Indien):  
Die Wertigkeitsbilanz als Hilfsmittel im Getriebebau.
28. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin:  
Getriebemodelle.  
Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin:  
Schlußwort zur Beendigung der Tagung.

**12.30 Gemeinsames Mittagessen.**

**14.30 Besichtigung der Firma „Fresöni“, Inh. H. u. K. Frehse, Maschinen zur Herstellung von Schokoladen- und Süßwaren, Verpackemaschinen.**

**Inhaltsangaben der  
Vorträge und Kurzberichte:**

Die nachfolgend aufgeführten Inhaltsangaben dienen zur Unterrichtung der Tagungsteilnehmer über den Stoff der einzelnen Veranstaltungen. Damit soll eine rege Aussprache vorbereitet werden.

**1. Professor Dr.-Ing. F. G. Altmann, Braunschweig-Lehndorf: Neue stufenlos regelbare Getriebe.**

Auf zahlreichen Gebieten des Maschinenbaues und der chemischen Industrie führt sich die stufenlose Drehzahlregelung aus wirtschaftlichen Gründen immer mehr ein, wobei von den mechanisch arbeitenden Umformern in erster Linie die Reibgetriebe und ferner die Schaltwerksgetriebe in Betracht kommen.

Im Hinblick auf die verschiedenartigen Ansprüche, welche von den einzelnen Zweigen des Maschinenbaues an diese stufenlos verstellbaren Drehzahlumformer gestellt werden, zeigte die diesjährige technische Messe in Hannover ein reichhaltiges Angebot solcher Getriebe. Neben bekannten und erprobten Bauformen erschienen auch neue Konstruktionen auf dem Markt, deren Bau und Wirkungsweise an Hand von Lichtbildern behandelt werden.

**2. Dipl.-Ing. P. Wildt, Düsseldorf: Zwangsläufige Herstellung von Kurvenscheiben.**

Zeichnerisches und zwangsläufiges Verfahren zur Herstellung von Triebkurven. Bisher bekannte Mittel des zwangsläufigen Verfahrens und ihre Unvollkommenheiten. Ein neuer Weg zur zwangsläufigen Herstellung von Triebkurven auf der Grundlage der Überlagerung von absatzweise fortschreitenden Bewegungen.

Grundsätzlicher Aufbau von Vorrichtungen zur Kurvenherzeugung nach dem Überlagerungsprinzip als zusammengesetzte Getriebe aus Differentialgetrieben und Schaltwerken. Einige Beispiele solcher Getriebe. Die Bewegungsgesetze, die mit solchen Getrieben für die Hauptsache der Kurven erzielbar sind. Die notwendigen Einstelleinrichtungen, um die Vorrichtungen universell verwendbar zu machen. Möglichkeiten einer Normung von Triebkurven.

**3. Dr.-Ing. H. Brandenberger, Zürich: Ausbildung von Kurvenscheiben für Verarbeitungsmaschinen.**

Kurven für Verarbeitungsmaschinen zu ermitteln und herzustellen, ist eine wichtige Aufgabe, da doch die Leistung einer Maschine von der Güte der Kurvenscheiben abhängig ist. Leider finden wir nicht nur in der Literatur, sondern auch bei den ausführenden Firmen die Methoden, die Kurvenscheiben der Werkstätte in Form von vorgezeichneten, durch Punkte festgelegten Kurven anzugeben. Dies kommt daher, daß man bisher die Kurve, die der Mittelpunkt der Rolle beschreibt, punktweise ermittelt und die Kurve der Scheiben als Äquidistante dazu festlegt. Die Kurven müssen deswegen genau ermittelt werden, weil die durch sie erzeugten Beschleunigungen, die Federkräfte, mit denen die Rollenhebel an die Kurven angedrückt werden, bestimmt werden müssen. Da die Beschleunigungen jedoch von den Krümmungen der Bahnen abhängig sind, wird vorgeschlagen, die punktweise ermittelte Kurve des Mittelpunktes der Rolle näherungsweise durch ihre Krümmungskreise angenähert zu ersetzen, so daß auch die Kurve der Scheibe leicht als Kurve gleicher Evolute mit Angabe der Krümmungen der Werkstätte vorgeschrieben werden kann. Dies erfordert allerdings die Beherrschung der graphischen Kinematik, um nachträglich aus gegebenen Krümmungsverhältnissen die Bahnbeschleunigungen der Rollen ermitteln zu können. Die anzuwendenden Ermittlungsvorfahren der Kurven und die graphischen Methoden zur Bestimmung der Beschleunigungen werden aufgezeigt.

**4. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin: Richtlinien für das Konstruieren periodischer Getriebe im Maschinenbau.**

Beim Konstruieren von periodischen Getrieben für die Zwecke der verschiedenen Verarbeitungsmaschinen steht der Konstrukteur oft vor der Entscheidung, ob er ein Kurvengetriebe, bei dem der Antrieb durch eine Kurvenscheibe oder einen anderen Kurvenkörper erfolgt, oder ein Gelenkgetriebe verwenden soll. Es gibt Fälle, in denen das Kurvengetriebe als das günstigere anzusehen ist. In vielen Fällen stellt aber das Gelenkgetriebe die technisch und wirtschaftlich bessere Lösung dar.

Es wird gezeigt, daß in zahlreichen Fällen auf Grund der zur Zeit in der Praxis vorliegenden Umstände die Kurvengetriebe mit Recht auch dann noch angewendet werden, wenn die Gelenkgetriebe als die technisch besseren Lösungen anzusehen sind. Im Anschluß daran wird dargelegt, daß man dabei aber nicht stehenbleiben darf, sondern daß man weitere technische Fortschritte anstreben muß, die in der Richtung der mehr und mehr anzuwendenden Gelenkgetriebe liegen.

Auch wenn man zur Zeit noch vielfach mit den Kurvengetrieben auskommt, so muß vorsorglich schon jetzt daran gearbeitet werden, die Gelenkgetriebe für die Erfordernisse der verschiedenen Zweige des Maschinenbaues heranzuziehen und sich mit ihnen vertraut zu machen.

**5. Prof. Dr.-Ing. W. Lichtenheldt, Dresden: Über die Genauigkeit von Lenkergeradführungen.**

Im Maschinenbau und in der Feinmechanik werden Lenkergeradführungen z. B. bei Wippkranen, feinmechanischen Meßgeräten u. a. verwendet. Die in der Hütte Bd. II (27. Aufl., S. 116 u. f.) angegebenen Lenkergeradführungen, insbesondere die Lemniskaten-, Ellipsen- und Konchoidenlenker, werden nach den dort beschriebenen Konstruktionen in der Weise ermittelt, daß eine sogenannte dreipunktige Geradführung erzielt wird. Um die Genauigkeit der Geradführung zu steigern, ist es zweckmäßig, die Abmessungen des Lenkergetriebes so zu bestimmen, daß ein Punkt des Systems ein Kurvenstück beschreibt, von dem vier homologe Punkte auf einer Geraden liegen. Für diesen in der Literatur bereits behandelten Fall der vierpunktigen Geradführung werden einfache Konstruktionsverfahren angegeben. Für die Beurteilung der Genauigkeit werden die Abweichungen des geradezuführenden Punktes von der Geraden in Schaubildern dargelegt und die verschiedenen Konstruktionen der Lenkergeradführungen miteinander verglichen. Es zeigt sich, daß die vierpunktigen Geradführungen den in der Hütte angegebenen dreipunktigen hinsichtlich der erreichbaren Genauigkeit überlegen sind. Für den Fall, daß der geradezuführende Punkt nicht auf der Koppelgeraden des Gelenkvierecks liegt, werden besondere Konstruktionsverfahren angegeben.

**6. Prof. Dr.-Ing. F. Oertel, Berlin: Getriebetechnik bei Textilmaschinen.**

In der Textiltechnik sind zahlreiche empirisch gefundene Getriebe in Gebrauch, die durch die heutige Getriebelehre vervollkommen werden können. Der frühere Konservativismus im Textilmaschinenbau ist heute von einer breiten Weiterentwicklung abgelöst.

Bei Kämm-Maschinen ist eine besonders große Anzahl periodischer Einzelbewegungen und Vorgänge zu steuern. Bei der den heutigen Höchststand kennzeichnenden Kämm-Maschine der Elsässischen Maschinenbau-A.-G. (Elmag) werden dazu im ganzen sechs Kurvenscheiben mit entsprechend umfangreichem Gestänge verwendet. Ein grundsätzliches Bestreben der heutigen Getriebelehre ist, Kurvenscheiben bei Arbeitsmaschinen wegen ihrer bekannten nachteiligen Eigenschaften nach Möglichkeit durch Gelenkgetriebe zu ersetzen. In einer Diplomarbeit zeigte Herr Schumann, daß dies bei der Elmag-Kämm-Maschine ohne weiteres durchführbar ist und durch den Einsatz von Rastgetrieben wesentliche Verbesserungen und Vereinfachungen erzielbar sind.

Leider haben sich die betreffenden Sparten des Textilmaschinenbaues noch nicht bereit gefunden, eine Versuchsmaschine nach solchen Gesichtspunkten zu bauen. Nach den Ergebnissen dürfte es sich lohnen, dies in Form von Forschungsvorhaben in Angriff zu nehmen.

**7. Prof. Dr.-Ing. K. Rauh, Aachen: Die Getriebeharmonischen der Schubkurbelgetriebe.**

Die Totpunkte der Schubbewegungen bei Schubkurbelgetrieben eignen sich nicht als Ausgangspunkte für die Einzelgesetzmäßigkeiten, aus denen sich die Bewegungsgesetze der Schwingen- oder Gleitsteinbewegungen zusammensetzen und vor allem die von Koppelkurven ableitbaren Hubbewegungen. Erst nachdem die natürlichen Endlagen erkannt worden sind, gelang ganz zwanglos die Auflösung der Gesamtgesetzmäßigkeiten in ihre natürlichen Einzelgesetze. Hierbei kommen zwei Hauptgruppen in Frage: Diejenige, die eine Parallelverschiebung der ganzen Koppelebene bewirkt (Schubwege) und diejenige, die eine Drehung

der Koppelebene um den Schwingenzapfen oder Gleitsteinzapfen hervorruft (Schwenkwege). Die Schubwege sind für alle Punkte der Koppel gleich und gleichgerichtet, die Schwenkwege ändern sich, ausgehend vom Nullwert des Schwingenzapfens bzw. Gleitsteinzapfens. Alle diese Teilbewegungen werden verzerrt durch den Einfluß des Schubstangenverhältnisses, der Schwingenlänge und der Schränkung. Zur Ermittlung der Ableitbewegung eines Koppelpunktes wird dieser oder seine Bewegungsbahn nicht benötigt, die Ermittlungen sind vielmehr in einfacher und genauer Weise im Kurbelkreis möglich.

Der Schubweg in Schubrichtung oder in Richtung einer bestimmten Bogen-schubsehne hat bei  $180^\circ$  Kurbelwinkel den Wert  $2 \cdot$  Kurbellänge. Der Schubweg senkrecht dazu hat, wie auch die Schwenkwege, bei  $180^\circ$  den Wert Null und erreicht in zwei Schwingungen nach der gleichen Richtung zwei gleichgroße Höchstwerte, im Gegensatz zum Schwenkweg in Richtung des Strahles vom Schwingenzapfen aus, wo diese Höchstwerte verschieden groß sein können. Der Schwenkweg senkrecht zu diesem Strahl hat erst einen positiven und dann einen negativen Höchstwert, die verschieden groß sein können.

**8. Professor Dr.-Ing. F. G. Altmann, Braunschweig-Lehndorf: Räumliche Koppelgetriebe.**

Wirtschaftliche Erwägungen fordern möglichst geringe Gliederzahl und fertigungstechnisch einfache Gelenke. Für den Aufbau räumlicher Getriebe kommen deshalb in erster Linie drei- und viergliedrige getriebliche Ketten in Betracht, und man wird versuchen, mit solchen Gelenken auszukommen, die nur zylindrische Paarungsfächen besitzen, wie dies in Sonderfällen möglich ist. Diese Sonderfälle, in denen die Summe der Gelenkfreiheiten kleiner als sieben ist, sind an bestimmte Relativlagen von Zapfen- und Wellenachsen gebunden, und diese Lagen müssen durch Getriebeglieder, die praktisch starr sind, gewährleistet sein.

Ist aber das Maschinengestell (Gehäuse, Steg, Rahmen) nicht verformungsfrei (Leichtbaukonstruktionen), dann lassen sich die Vorteile einer vereinfachten Gelenkausbildung nicht ausnutzen, sondern die Getriebe müssen zur Vermeidung betrieblicher Schwierigkeiten so ausgebildet werden, daß die Summe ihrer Gelenkfreiheiten sieben beträgt.

**9. Dr.-Ing. H. Brandenberger, Zürich: Der Wirkungsgrad selbsthemmender Umlaufgetriebe bei Umkehrung der Bewegungsrichtung.**

Bei Umlaufradgetrieben sind sowohl die Drehzahlen als auch die Drehmomente, die Leistungen, der Reibungsverlust und der Wirkungsgrad zu berechnen. Es wird gezeigt, welche Systematik angewendet werden muß, um die einzelnen Größen ermitteln zu können, und wie man durch graphische Darstellungen sich ein anschauliches Bild von den verschiedenen Werten und möglichen Verhältnissen verschaffen kann. Wie speziell bei Auftreten von Reibung sich statisch eine Änderung der Drehmomente ergibt, und wie Fälle auftreten, bei denen es vorkommt, daß ein System außen angetrieben wird, während es im Innern als Abtrieb wirkt und umgekehrt. Es wird gezeigt, wie es kommt, daß ein Umlaufradgetriebe selbsthemmend wirkt, und wie darunter die Eigenschaft zu verstehen ist, daß bei Stillstand eines der drei Systeme sich das Getriebe nur dann dreht, wenn beide anderen Systeme angetrieben werden. Es wird gezeigt, daß bei einem selbsthemmenden Umlaufradgetriebe bei Umkehrung der Bewegungsrichtung der Wirkungsgrad nicht unbedingt immer kleiner als 0,5 sein muß, sondern je nachdem, welches der beiden Zentralsysteme stillgesetzt wird, der Wirkungsgrad auch größer als 0,5 sein kann.

**10. Dipl.-Ing. P. Grodzinski, London: Neue Getriebe mit konstanter Geschwindigkeit während des Hubes.**

Es werden einige Getriebe behandelt, die während des Vor- und Rücklaufes gleiche Arbeitsgeschwindigkeit haben, d. h. während des gesamten Bewegungsspieles technologisch Arbeit leisten, im Gegensatz zu Getrieben mit beschleunigtem Rücklauf. Grundsätzlich lassen sich diese Getriebe in (a) eigentliche Getriebe mit konstanter Hubgeschwindigkeit und (b) Vorschaltgetriebe einteilen; die letzteren sind dann vorzuziehen, wenn das Hubgetriebe möglichst einfacher Natur, z. B. ein Schubkurbelgetriebe, sein kann. Weiterhin kann unterschieden werden zwischen Geradschub- und Schwingbewegungen.

Als Beispiel der Vorschaltgetriebe für Geradschubbewegungen wird ein exzentrisches Stirnradgetriebe mit rückkehrendem exzentrischem Stirnradgetriebe, Stirnradreduktion 2:1, Neigung der Gleitbahn oder Phasenverschiebung der Kurbel beschrieben. Als Beispiel der eigentlichen Getriebe wird ein aus zwei Kreuzgelenken bestehendes räumliches Getriebe dargestellt, sowie die Anwendung eines von Reuleaux als Winkelkupplung angegebenen dreigliedrigen räumlichen Getriebes. Schwingbewegungen mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit über einen größeren Teil des Hubes können durch eine „rückkehrende“ Kurbelschwinge erhalten werden, deren Grundlage bereits von R. Willis 1841 beschrieben wurde, die aber bisher anscheinend nicht bekannt ist. Die beschriebenen Getriebe werden vom Verfasser an Präzisionsschleifmaschinen für Diamantkegel und Diamantdoppelkegel angewandt.

**11. Prof. Dr.-Ing. K. Federhofer, Graz: Die Trägheitspolkurve als Hilfsmittel der Dynamik ebener Getriebe.**

Definition und Entwicklung der Vektorgleichung der Trägheitspolkurve für die zwangsläufig bewegte ebene Scheibe, Anwendung auf das zentrische Schubkurbelgetriebe und Nachweis, daß bei diesem die Trägheitspolkurve der Koppel mit großer Näherung durch eine Gerade senkrecht zur Achse der Koppel ersetzt werden kann, auf der innerhalb eines bestimmten Bereiches die Trägheitspole für den vollen Umlauf der Kurbel liegen.

**12. Dr.-Ing. G. Kiper, Berlin: Konstruktionsverfahren für Gelenkgetriebe mit sechs und mehr Gliedern.**

Die bekannten Verfahren zur Maßbestimmung von Gelenkgetrieben gestatten die Auffindung von Getriebelösungen für Aufgabenstellungen, die im allgemeinen nicht mehr als fünf Lagenzuordnungen zweier bewegten Ebenen vorschreiben.

Zur Befriedigung von mehr als fünf Lagenzuordnungen bzw. vorgeschriebenen Punkten im Bewegungsgesetz können zwei der Bauarten sechsgliedriger Getriebe herangezogen werden. So gelingt es, mit dem auch als Zweistandgetriebe benannten Verzweigungsgetriebe bis zu acht willkürlich vorgegebene Lagenzuordnungen zu verwirklichen. Mit gewissen Einschränkungen hinsichtlich der Wahl der durch die Getriebelösung zu erzeugenden Lagenzuordnungen kann mit der zweiten Getriebebauform bis zu zehn Punkten des Bewegungsschaubildes genügt werden. Verfügt man nicht über die jeweils maximale Zahl von zu erfüllenden Lagenbedingungen, so können daneben praktische Erfordernisse berücksichtigt werden, und es ergeben sich häufig besonders einfache Konstruktionen.

Werden unter Umständen in bezug auf die Zahl der zu befriedigenden Punkte des Bewegungsgesetzes noch weitergehende Anforderungen gestellt, so lassen sich gleichfalls Getriebelösungen angeben, wenn hierfür entsprechende Bauarten von Gelenkgetrieben mit mehr als sechs Gliedern eingesetzt werden.

An einigen Beispielen wird gezeigt, wie die erwähnten neuen Verfahren bei der Konstruktion von Gelenkgetrieben benutzt werden können.

**13. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin: Über die Güte der Bewegungsübertragung.**

Vorzüge des Übertragungswinkels als Maß für die Güte der Bewegungsübertragung. Wenn an einem Getriebeglied mehrere Übertragungswinkel auftreten, ist der günstigere für die Güte der Bewegungsübertragung maßgebend. Jedoch gibt es Fälle, in denen der Übertragungswinkel kein richtiges Maß für die Güte der Bewegungsübertragung ergibt, vor allem dann, wenn wesentliche Massenkräfte auftreten. Weiterhin treten bei den sogenannten Verzweigungsgetrieben Fälle auf, bei denen der Übertragungswinkel ebenfalls kein richtiges Maß für die Güte der Bewegungsübertragung ergibt. Hierzu sollen noch weitere Untersuchungen angestellt werden.

**14. Ing. K. Schnarbach, Düsseldorf: Über die Ausbildung von Stangenköpfen, Rollen und Gelenkbolzen bei Kurven- und Gelenkgetrieben.**

Erörterung der Fragen, die mit der konstruktiven Ausbildung der Getriebe, insbesondere der Stangenköpfe, Rollen und Rollenbolzen, zusammenhängen. Fragen der Herstellung der Getriebeteile und der Justierbarkeit der Getriebe sowie der Werkstoffe. Erläuterung an Beispielen.

**15. Dr.-Ing. K.-H. Sieker, Berlin: Über Toleranzen bei Getrieben.**

Die Frage der Toleranzen in den Gelenken und den anderen Elementenpaaren von Getrieben ist für den Konstrukteur von besonderer Bedeutung. Die hier auftretenden Gesichtspunkte werden erörtert.

**16. Dr. phil. R. Beyer, München: Ermittlung des Grundkreishalbmessers bei den Kurven der Kurvengetriebe.**

Für die Ermittlung des kleinsten Grundkreishalbmessers ebener Kurvengetriebe wird ein besonders einfaches Verfahren entwickelt, das außer den Beiwerten der maximalen Geschwindigkeit der für An- und Ablauf benutzten Bewegungsgesetze und den vorgegebenen Übertragungswinkeln an den Stellen maximaler Geschwindigkeit nur die Verhältnisse der Zeiten für den An- und Ablauf zur Gesamtzeit benutzt. Durch Zurückführung auf die „Grundgrößen“ und das Herausstellen der rein geometrischen Beziehungen bei geeigneter Reduktion, z. B. der Hebellänge, wird eine sehr einfache, gewissermaßen rezeptartig zu handhabende Konstruktion gewonnen. Entsprechendes gilt für die sinngemäße Übertragung dieser Darstellung auf den Zylinderkurventrieb.

**17. Dipl.-Ing. P. Lohse, Berlin: Fragen der Schmierung bei periodischen Getrieben.**

Sind durch die hydrodynamische Theorie die Vorgänge im Schmierspalt umlaufender Wellen oberhalb einer bestimmten Umfangsgeschwindigkeit genügend genau erfaßt worden, so ist das Fehlen einer entsprechenden mathematisch fundierten Theorie unterhalb dieser in dem Auftreten weiterer Einflußgrößen chemischer und physikalischer Natur zu suchen. Dieses Gebiet der Misch- und Grenzreibung, der Brennpunkt der derzeitigen Schmierforschung, ist der ausschließliche Arbeitsbereich periodisch laufender Getriebe. Die Voraussetzungen für die Ausbildung eines tragfähigen Schmiermittelfilmes sind hier nicht gegeben. Erst die eindeutige Klärung der Probleme der Mischreibung schafft die Grundlage zum Auffinden der geeignetsten Schmiermittel und gibt Richtlinien für die konstruktive Lagerausbildung, wobei auch die Gestaltung der Schmiersysteme neue Impulse erhalten wird.

**18. Prof. O. Cranz, Stuttgart: Getriebetechnische Aufgaben beim Bau von Wippkranen.**

Wesen und Zweck des Lastausgleichs und des Gewichtsausgleichs. Lastausgleich bei Wippkranen mit kreisförmig bewegter Schnabelrolle. Lastausgleich durch waagerechte Führung der Schnabelrolle. Kombinierter Lastausgleich. Gewichtsausgleich a) mittels Seilen, b) mittels Gelenkvierecken, c) durch Führung des Hauptsystem-Schwenkpunktes auf einer Waagerechten. Antrieb des Wippsystems. Beispiele von ausgeführten Wippkranen.

**19. Ing. K. Hain, Braunschweig: Anwendung des Gelenkvierecks bei der Konstruktion des Ackerschleppers.**

Das Gelenkviereck wird u. a. zur gelenkigen Verbindung der an den Schlepper anzubauenden landwirtschaftlichen Geräte benutzt. Gegenüber der Anlenkung an nur einer Achse am Schlepper ergeben sich mannigfaltige Vorteile bei der Anordnung der zwei Achsen des Gelenkvierecks. Im ersten Falle können die Relativbewegungen nur Kreisdrehungen, im zweiten Falle Bewegungen der allgemeinsten Art (Koppelbewegungen) sein. Der wesentliche Vorteil ist der, daß der augenblickliche Drehpunkt der Koppel ebene beliebig liegen kann, also auch dort, wo er als körperliche Achse, z. B. im Erdboden, niemals vorgesehen werden könnte. Aus diesem Grunde kann mit Hilfe des Gelenkvierecks jede beliebige Bodenfreiheit des Schleppers erreicht werden.

Beim Pflügen als einer der schwierigsten Arbeiten bei der Bodenbearbeitung muß das Gelenkviereck so zu verstehen sein, daß jede beliebige Tiefe gepflügt werden kann. Wenn der Pflug als Koppel ebene des Gelenkvierecks ausgebildet ist, muß die Lage des Poles in engen Grenzen angenommen werden. Außerdem sind in jeder Tiefenlage bestimmte Anforderungen an die Koppelbewegung (möglichst starke Abweichung von der Kreisschiebung) zu stellen. Anzustreben ist ferner die Gestaltung des Gelenkvierecks so, daß bei Nickschwankungen des Schleppers, z. B. bei Bodenunebenheiten, der Pflug seine Tiefe beibehält. Eine wichtige Forderung an das Gelenkviereck besteht noch darin, das Arbeitsgerät für den Transport auf der Straße möglichst hoch zu heben.

Die geforderten Bewegungen des Pfluges in der horizontalen Ebene können ebenfalls mit Hilfe eines zweiten Gelenkvierecks, das mit dem ersten in räumlicher Verbindung steht, erfüllt werden. Hier sind vor allem die seitlichen Kräfte, die am Schräghang noch größer sind, mittels des verstellbaren „Lenktrapezes“ auszugleichen.

**20. Prof. Dr.-Ing. K. Rauh, Aachen: Ermittlung von Koppelkurven für beliebige Bewegungsgesetze mittels getriebeharmonischer Synthese.**

Der Ausgangspunkt ist der verlangte Bewegungsverlauf, den man zweckmäßig in zwei Bewegungsspielen aufzeichnet, zunächst ohne Abszisse. Man kann nämlich an jeder Stelle der verlangten Bewegungskurve das Bewegungsspiel mit dem Kurbelwinkel  $\alpha = 0^\circ$  beginnen, wodurch die Abszisse, die hier ihrer konstruktiven Bedeutung entsprechend Zeitbezugslinie genannt wird, verschieden hoch zu liegen kommt. Das bewirkt aber immer wieder einen Bewegungsaufbau des gesuchten Getriebes aus anderen Teilbewegungen und anderen Abmessungsverhältnissen der einzelnen Teilebewegungen. Diese unerschöpfliche Vielfalt der Lösungsmöglichkeiten läßt es zweckmäßig erscheinen, eine verlangte Bewegungsaufgabe so zu lösen, daß man sie zunächst mit den einfachsten Mitteln durchführt, also z. B. nur mit Hilfe des Schubweges. Gelingt dies befriedigend, so kommt man ohne Koppelpunkt aus. Andernfalls muß man den Schwenkweg zu Hilfe nehmen und damit zu Koppelkurven übergehen. Es gibt bevorzugte Ahleitungsrichtungen für die verlangten Bewegungen, die sehr leichte Ermittlung

gestatten und meist zu befriedigenden Lösungen führen. Bereits bei der Wahl der Zeitbezugslinie erhält man bald eine klare Übersicht über den Bewegungsaufbau aus den zweckmäßigen Getriebeharmonischen.

Ein als Beispiel gewähltes Bewegungsgesetz wird auf diese Weise mit Hilfe immer wieder anderer Teilbewegungen zusammengesetzt und dabei das Ermittlungsverfahren praktisch vorgeführt, wobei die Verzerrungsmöglichkeiten durch Schubstangenverhältnis, Schränkung und Schwingenlänge durch vorbereitete Abgreiftafeln verhältnismäßig leicht berücksichtigt werden.

Die Ermittlung erfolgt, ohne daß eine Koppelkurve gesucht oder aufgezeichnet werden müßte, lediglich aus den Getriebeharmonischen, die ganz bestimmte Getriebeabmessungen bedingen und dadurch zur Lösung der Aufgaben führen.

**21. Dr.-Ing. K.-H. Sieker, Berlin: Federgelenke und federnde Getriebe.**

Getriebe, mit denen mechanische Energie übertragen wird, haben im allgemeinen starre Glieder, d. h. die Verformungen infolge der zu übertragenden Kräfte sind so klein, daß sie vernachlässigt werden können. Es gibt jedoch Getriebe, in denen Glieder absichtlich so gebaut werden, daß sie sich unter Einwirkung der angreifenden Kräfte elastisch verformen. Diese federnden Glieder bilden Federgelenke, die — für getriebliche Zwecke angewendet — zu federnden Getrieben führen.

Die federnden Getriebe sind bisher in der Getriebewissenschaft wenig behandelt worden. Für manche Anwendungsgebiete, besonders in der Feinwerktechnik, haben sie jedoch infolge ihrer besonderen Eigenschaften beachtliche Bedeutung. Eine wissenschaftliche Behandlung dieser Getriebe verspricht eine Weiterentwicklung und Vervollständigung.

Ein Federgelenk, das aus einem gefederten Gelenk abgeleitet werden kann, kann einerseits als reines Gelenk benutzt werden, d. h. es kann zur Lenkung einer bestimmten Bewegung dienen. Hat ein Getriebe nur Federgelenke, wie z. B. manche Zeigergetriebe an Meßgeräten, so sind keine Gelenkspiele und Verluste durch gleitende Reibung vorhanden.

Außerdem kann man aber in einem Federgelenk auch die elastischen Kräfte ausnutzen. In federnden Getrieben erzielt man damit neben bestimmten Bewegungsumformungen durch Speichern mechanischer Energie Leistungsumformungen. In den Spann- und Sprungwerken wird diese Energiespeicherung getrieblich ausgenutzt.

Kinematisch sind diese Federgelenke und federnden Getriebe noch wenig untersucht worden. Die kinematische Untersuchung von Blattfedergelenken, insbesondere von Kreuzfedergelenken, hat jedoch beachtliche Hinweise auf ihre Vervollständigung und Weiterentwicklung ergeben.

**22. Dr.-Ing. F. Ludwig, Düsseldorf: Gelenkgetriebe an einer Papier-tütenmaschine.**

Es wird über theoretische und praktische Arbeiten zur Verbesserung automatischer Tütenmaschinen durch Einbau von Gelenkgetrieben an Stelle von Kurvengetrieben berichtet.

Im Rahmen aller von der Tütenmaschine verrichteten Arbeiten werden die wesentlichen Vorgänge der Tütenfertigung geschildert: Das Falzen des „Bodenquadrates“ und das anschließende Bodenfalzen. Die Anforderungen an die hierbei verwendeten Getriebe werden präzisiert. Sie betreffen die Bewegungsbahn und den zeitlichen Bewegungslauf der Falzwerkzeuge. Hinzu kommt die Forderung, daß der neue Antrieb auch an bereits gelieferten Maschinen nachträglich beim Kunden eingebaut werden soll, wodurch bei der Lösung der getrieblichen Aufgabe zusätzliche Forderungen bezüglich der Lage der Festpunkte erfüllt werden müssen.

Nach Klarstellung aller zu erfüllenden Forderungen wird der Gang der Konstruktion geschildert, bei der aus einer Vielzahl verwendbarer Bauarten von Gelenkgetrieben ungeeignete auszuscheiden und die günstigsten auszuwählen waren. Die Hauptabmessungen der Getriebe wurden unter Ermöglichung weitgehender Verstellbarkeit für kleine und große Tütenformate durch Maßsynthese ermittelt. Besondere Beachtung wurde der Justierung geschenkt, um einen störenden Einfluß der Herstellungstoleranzen auszuschalten. Durch Auswertung von Versuchsergebnissen der mit den Gelenkgetrieben ausgerüsteten Tütenmaschinen ergaben sich weitere Verbesserungen.

In dem Vortrag bietet sich Gelegenheit, die besonderen Eigenschaften von Kurvengetrieben und Gelenkgetrieben kritisch miteinander zu vergleichen.

**23. Ing. J. Dichter, Berlin: Getriebe bei Maschinen zur Herstellung von Ampullen und kleinen Flaschen.**

Die hier in Betracht stehenden Maschinen gehören zu denjenigen Glasverarbeitungsmaschinen, die nicht vom flüssigen Glas, sondern von Glasrohr verschiedener Durchmesser ausgehen. Es wird gezeigt, welche Arbeitsvorgänge bei den genannten Maschinen durch Getriebe verwirklicht werden müssen, und welche Arten von Getrieben dabei angewendet werden. Die Eigenschaften der benutzten Getriebe sowie die bei der Konstruktion auftretenden Besonderheiten werden erörtert und an Beispielen ausgeführter Getriebe erläutert.

**24. Dr. phil. R. Beyer, München: Dreigliedrige gleichachsige Schraubengetriebe.**

Die vom Vortragenden bereits veröffentlichten Formeln und zeichnerischen Verfahren für die Geometrie und Statik des dreigliedrigen gleichachsigen Schraubengetriebes mit drei Schraubenpaaren werden bezüglich der erreichbaren Wirkungsgrade und Selbsthemmungsgrenzen untersucht und durch Schaubilder erläutert, die die praktisch brauchbaren Anwendungsbereiche erkennen lassen und gleichzeitig Hinweise für den getriebesynthetischen Entwurf solcher Getriebe bieten. Auf durch Sonderfälle erzielbare Vereinfachungen, z. B. Ersatz eines Schraubgelenkes durch ein Drehgelenk oder Schubgelenk, wird ebenfalls eingegangen.

Unter Beziehung mehrgliedriger Keilschubgetriebe, deren Benutzung sich für die Untersuchung des dreigliedrigen Schraubengetriebes bereits als vorteilhaft und besonders anschaulich erwiesen hat, wird noch über bewegungsgeometrische und statische Grundlagen an mehrgliedrigen gleichachsigen Schraubengetrieben bei Doppelantrieb (Leitungsverzweigung) berichtet.

**25. Dipl.-Ing. H. Reinecke, Wilhelmshaven: Entwicklung der Anschlaggetriebe von Schreibmaschinen.**

Aufzählung der hauptsächlichen in der Schreibmaschine enthaltenen Getriebe. Herausstellung des Anschlaggetriebes als ausschlaggebend für den Schreibcharakter einer Maschine.

An das Anschlaggetriebe einer Schreibmaschine werden die folgenden Forderungen gestellt: a) Unterbringung von rund 90 Buchstaben und Ziffern, die wahlweise an einer festen Anschlagsstelle zum Abdruck gebracht werden können, b) sichtbare Schrift, c) Abdruckgenauigkeit, d) Schreibschnelligkeit und Durchschlagskraft, e) leichter und ermüdungsfreier Anschlag. Die wichtigsten Maßnahmen zur Erfüllung dieser Forderungen werden genannt.

Die im Laufe der Entwicklung benutzten Getriebbauarten werden in einem Schema zusammengefaßt, ihr grundsätzlicher Aufbau wird an Beispielen erläutert.

und ihre Bedeutung für den Lauf der Entwicklung geschildert. Es wird dabei unterteilt in:

A) Handantriebene Anschlaggetriebe: 1. Zeigermaschinen, bei denen nur ein Anschlaggetriebe vorhanden ist, dem durch ein zweites Getriebe (Zeigergetriebe) wahlweise einzelne Buchstaben vorgeschaltet werden. 2. Tastaturmaschinen, bei denen viele Anschlaggetriebe vorhanden sind, die jeweils einen oder mehrere Buchstaben zum Abdruck bringen. Hierbei a) Getriebe als Schreibkugel, b) Getriebe mit Typenrad, c) Getriebe mit Stoßstangen, d) Getriebe mit Schwinghebeln, e) geräuscharme Getriebe.

B) Kraftantriebene Anschlaggetriebe: a) Pneumatisch angetriebene Getriebe, b) elektrisch angetriebene Getriebe.

Zum Schluß wird die mutmaßliche Weiterentwicklung besprochen.

#### **26. Ing. Kammel, Düsseldorf-Gerresheim: Angewandte Getriebetechnik im Glasmaschinenbau.**

Am Beispiel einer vollautomatischen Glasmaschine werden Untersuchungen hinsichtlich der Produktionsvorgänge angestellt. Hieraus werden die einzelnen besonderen Forderungen an die Getriebe einer zu entwickelnden Maschine abgeleitet und an einer Reihe von Ausführungsbeispielen verschiedenartige getriebliche Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt.

#### **27. Prof. Dr.-Ing. R. Kraus, Kharagpur (Indien): Die Wertigkeitsbilanz als Hilfsmittel im Getriebebau.**

Beim Entwurf von Gelenkgetrieben erweist es sich als zweckmäßig, zunächst einen Überblick hinsichtlich der Zahl der stellbaren Forderungen zu gewinnen. Als geeignetes Hilfsmittel hierfür kann eine Wertigkeitsbilanz herangezogen werden. In dieser stehen der Summe der verschiedenartigen Wertigkeiten der durch die Getriebelösung zu genügenden Bedingungen die verfügbaren Gelenkordinaten des benutzten Getriebes gegenüber. Sind sämtliche Gelenkordinaten durch Befriedigung der vorgegebenen Bedingungen, wie beispielsweise Erfüllung von Lagen eines Koppelpunktes oder Winkelzuordnungen zweier im Gestell drehbarer Glieder, Annahmen bestimmter Gliedabmessungen oder Festlegung von Stegglecken, erschöpft, so können weitere nicht mehr berücksichtigt werden.

An Hand der Wertigkeitsbilanz ist in jeder Phase der Getriebekonstruktion zu übersehen, ob und gegebenenfalls wie viele weitere Forderungen noch berücksichtigt werden können, bzw. ob die Notwendigkeit besteht, durch zusätzliche Annahmen zu eindeutigen Getriebelösungen zu gelangen. Die Anwendung des Verfahrens wird an einigen Beispielen erläutert.

#### **28. Prof. Dr.-Ing. H. Alt, Berlin: Getriebemodelle.**

Zweck der Getriebemodelle beim Unterricht an den technischen Lehranstalten und in den Konstruktionsbüros der Industrie. Die früheren Sammlungen von Getriebemodellen von Redtenbacher, Karlsruhe, und die berühmte Reuleaux-Sammlung in Berlin. Ausstellung von Getriebemodellen seitens des AWF bei der Messe in Leipzig in früheren Jahren.

Verschiedene Bauarten von Getriebemodellen und ihre Auswertung, insbesondere für die Zwecke des Unterrichts. Herstellung von Getriebemodellen unter Verwendung von Getriebekästen. Benutzung von weißem und farbigem Zelloid und von Metallstreifen zur leichten Herstellung billiger Modelle. Registrieren und Abheften von Modellen ausgeführter Getriebe in der Praxis.

Herstellung von Getriebemodellen aus Holz und in der Art der feinmechanischen Technik.

Aufstellung beweglicher, elektrisch angetriebener Getriebemodelle in Schränken hinter Glas, wobei der Antrieb von außen durch einen Zeitschalter betätigt werden kann.

## Allgemeines:

### Tagungsort:

Die Eröffnungssitzung Montag, den 15. Oktober, vormittags findet im großen Saal des Studentenhauses, Berlin-Charlottenburg, Hardenbergstraße 34, statt. Alle übrigen Vortragsveranstaltungen werden im Hörsaal C 252 des Che-miegebäudes der Technischen Universität Berlin-Charlottenburg abgehalten.

### Vorträge:

Es werden Vorträge von je etwa 30 Minuten Dauer gehalten. Bei den Kurzberichten sind Referate von etwa 10 Minuten Dauer als Einführung zu Fragen vorgesehen, über die eine Aussprache angeregt werden soll.

### Aussprache:

Aussprachen am Ende eines jeden Vortrages sind vorgesehen. Über Fragen, die in den Vorträgen nicht behandelt werden, können Aussprachen herbeigeführt werden, wenn eine entsprechende Mitteilung an die Tagungsleitung bis zum 10. Oktober eingeht.

### Lichtbilder:

Bei den Vorträgen und anschließenden Aussprachen können Glasbilder in den Größen 5×5 cm, 8,5×8,5 cm, 8,5×10 cm und 9×12 cm zur Vorführung gelangen. Desgleichen steht ein Episkop für Bildvorlagen mit einem Ausschnitt bis zu 14×14 cm zur Verfügung.

### Besichtigungen:

Zur Teilnahme an den Besichtigungen ist die Eintragung in eine bei der Tagungsgeschäftsstelle ausliegende Liste bis Dienstag, den 16. Oktober, 15 Uhr erforderlich.

Zur Besichtigung bei der Firma „AMBEG“ treffen sich die Teilnehmer Mittwoch, den 17. Oktober, 14.30 Uhr vor dem Fabrikeingang Berlin-Schöneberg, Sachsendamm 93, Fahrverbindung: mit der S-Bahn bis Bahnhof Schöneberg. Die Firma „AMBEG“ befindet sich unmittelbar neben dem S-Bahnhof Schöneberg.

Zur Besichtigung der Firma „Fresöni“ treffen sich die Teilnehmer Donnerstag, den 18. Oktober, 14.30 Uhr vor dem Fabrikeingang Berlin SW 29, Am Tempelhofer Berg 5 a. Fahrverbindung: mit der U-Bahn über „Hallesches Tor“ bis „Mehringdamm“, von dort zu Fuß etwa fünf Minuten.

### Treffen Sonntag, den 14. Oktober:

Diejenigen Tagungsteilnehmer, die bereits Sonntag, den 14. Oktober, in Berlin anwesend sind, finden sich ab 18 Uhr zu einem zwanglosen Zusammentreffen im Hotel am Zoo, Kurfürstendamm 25, in dem für sie reservierten Zimmer „Atelier“ ein.

### Mittagessen:

Tagungsteilnehmer, die sich am gemeinsamen Mittagessen im Studentenhaus beteiligen wollen, werden gebeten, sich jeweils bis 10 Uhr in eine hierfür bei der Tagungsgeschäftsstelle ausliegende Liste einzutragen.

**Tagungs-Geschäftsstelle:**

Sonntag, 14. Oktober, ab 18 Uhr:

Hotel am Zoo, Kurfürstendamm 25, Zimmer „Atelier“ (Fernruf 91 04 91).

Montag, 15. Oktober, 9 bis 12 Uhr:

Hardenbergstraße 34, am Eingang des großen Saales des Studentenhauses.

Anschließend:

Technische Universität Berlin-Charlottenburg, am Eingang zum Hörsaal C 252, Chemiegebäude.

**Auskünfte:**

Anfragen über die Tagung für Getriebetechnik werden erbeten an den Leiter der Tagung, Herrn Professor Dr.-Ing. Alt, Technische Universität Berlin-Charlottenburg, Institut für Getriebetechnik, Berlin-Charlottenburg 2, Salzufer 11, Fernruf 39 20 55, oder an die Geschäftsstelle des Berliner Bezirksvereins Deutscher Ingenieure, Berlin-Charlottenburg, Hardenbergstraße 34, Fernruf 32 51 81, Apparat 439.

**Unterkunft:**

Bei Zimmerbedarf wird gebeten, sich möglichst bald unter Bezugnahme auf die „Tagung für Getriebetechnik“ zu wenden an:

Verkehrsamt Berlin, Berlin-Charlottenburg 2, Fasanenstraße 7/8, Fernruf 32 51 91 oder

Zimmervermittlungsdienst Berlin — Bahnhof Zoo, Telegrammanschrift: Zim-  
merdienst Berlin, Fernruf 32 20 59 und 87 41 21.

**Abstempelung von Interzonelpässen:**

Die auswärtigen Tagungsteilnehmer können die Abstempelung von Interzonelpässen Montag, den 15. Oktober, in der Zeit von 9 bis 12 Uhr in der Tagungs-  
geschäftsstelle vornehmen lassen. Darüber hinaus erfolgt die Abstempelung von  
Interzonelpässen durch das Verkehrsamt Berlin, Auskunftspavillon am Zoo,  
Fernruf 32 95 32, täglich in der Zeit von 6.00 bis 22.30 Uhr.

**Sonstige Mitteilungen:**

Etwas Änderungen der Tagesordnung oder sonstige die Tagung für Ge-  
triebetechnik betreffende Mitteilungen werden im Vorraum zum Vortragssaal  
angeschlagen.

Den Tagungsteilnehmern wird ein Besuch der „Deutschen Industrieausstellung“  
empfohlen, die in Berlin vom 6. bis 21. Oktober 1951 in den Messehallen am  
Funkturm abgehalten wird.

Durch Buchauslagen im Vorraum zum Vortragssaal soll den Tagungsteil-  
nehmern Gelegenheit zum Einblick in das einschlägige technisch-wissenschaftliche  
Schrifttum gegeben werden.

Auskünfte und Informationen über kulturelle Veranstaltungen während der  
Tagung für Getriebetechnik werden von der Tagungsgeschäftsstelle erteilt.

BERICHT UEBER DIE TAGUNG FUER GETRIEBETECHNIK

von Dipl. Ing. Guido Wuensch,  
Vorstandsmitglied der Askania-Werke AG., Berlin

Die Tagung fuer Getriebetechnik vom 15. bis 18. Oktober 1951 war von etwa 200 Personen besucht. Eine Ausstellung vom Maschinen oder Geraeten war nicht vorhanden, und es waren auch keine Werbeschriften von Herstellerfirmen ausgelegt. Insgesamt wurden 28 Vortraege gehalten, von denen jedoch nur verhaeltnismaessig wenige etwas grundlegend Neues brachten. Man hatte oft den Eindruck, dass die Hochschulprofessoren in der Ueberzahl waren, dass zu viel Theorie gebracht wurde, und dass die Praxis dabei etwas zu kurz kam. Saemtliche Vortraege sollen in einem Sonderheft des VDI herausgegeben werden. Eine kurze Inhaltsangabe ist in dem Programm enthalten, von dem ein Exemplar diesem Bericht beiliegt.

Die Diskussionen zu den Vortraegen waren nur teilweise lebhaft und anregend, sie drehten sich meistens um die Frage, ob und wann es zweckmaessig ist, Getriebe mit Kurvenscheiben durch Koppelgetriebe zu ersetzen, wobei die Professoren meistens fuer das Koppelgetriebe eintraten, waehrend von den Fabrikanten Bedenken geaeussert wurden.

Als Ergebnis koennte man herausschaelen, dass die Koppelgetriebe hoehere Arbeitsgeschwindigkeit ermoeglichen und u.U. sehr elegante Konstruktionen ergeben, dass aber die Auslegung und Berechnung

dieser

dieser Koppelgetriebe ein so grosses Mass von Kenntnissen und Erfahrungen verlangt, wie es bei den Fabrikanten selten zu finden sein wird.

Den besten Eindruck in fachmaennischer Beziehung machten auf mich :

Herr Ing. K. H a i n  
Abteilungsleiter im Institut fuer landwirtschaftliche Grundlagenforschung - Braunschweig -

sowie                   Herr Dr. Ing. G. K i p e r  
                          Assistent von Professor Alt, TU Berlin  
                          (Vortrag 12).

Von diesem Vortrag ist ein Exemplar mit den dazugehoerigen Zeichnungen dem Bericht beigelegt. Meines Erachtens ist von diesen beiden Maennern in Zukunft noch Wertvolles zu erwarten, und ich glaube, dass eine staerkere Foerderung ihrer Arbeiten sich gut bezahlt machen wuerde.

Der Vortrag 11 von Professor Federhofer - Graz - wurde nur verlesen, da Herr Federhofer nicht erschienen war.

Recht wertvoll erschienen mir auch die Modelle von Getrieben, die Professor Alt im Vortrag 28 vorfuehrte. Auch hier fehlt es leider an Mitteln, um dieses Unterrichtsmaterial weiter zu entwickeln.

Guido Wuensch

Dr.-Ing. G. K i p e r , Berlin: Konstruktionsverfahren  
für Gelenkgetriebe mit sechs und mehr Gliedern.

Im Maschinenbau, insbesondere beim Bau von Verarbeitungsmaschinen und Automaten, sowie in manchen Zweigen der Feinmechanik besteht die Tendenz, Kurvengetriebe durch die meist leistungsfähigeren und billigeren kurvenlosen Gelenkgetriebe zu ersetzen. Diese Bestrebungen werden sich umso stärker durchsetzen, desto mehr es gelingt, dem Getriebekonstrukteur geeignete Verfahren zur Maßbestimmung derartiger Getriebe für die verschiedenartig auftretenden praktischen Erfordernisse bereitzustellen. Im folgenden sollen zwei neue solcher Konstruktionsverfahren, die zur Lösung von Getriebeaufgaben angewendet werden können, erläutert werden.

Dabei möchte ich im weiteren stets voraussetzen, daß die Aufgabe besteht, Getriebelösungen mittels kurvenloser Gelenkgetriebe zu finden. Somit kann im Rahmen dieser Ausführungen darauf verzichtet werden, jeweils zu erörtern, ob für die eine oder die andere Getriebeaufgabe besser ein Kurvengetriebe oder ein kurvenloses Gelenkgetriebe zu verwenden sein wird.

Bei der Lösung derartiger Getriebeaufgaben ist es notwendig oder doch zweckmäßig, die vorgelegte Aufgabenstellung durch eine endliche Zahl von Lagenbedingungen zu erfassen. Gelingt dies, so stehen dem Konstrukteur eine Reihe von Verfahren zur Verfügung, die die Ermittlung der einzelnen Gliederabmessungen ermöglichen. Dabei ist zu fordern, daß die gefundene Getriebelösung bzw. eine Vielzahl solcher Lösungen die zugrunde gelegten Forderungen genau erfüllen'.

Häufig wird nun bei der Getriebekonstruktion von einem Bewegungsgesetz auszugehen sein, welches zunächst für das anzutreibende Glied entworfen wurde. Jedoch ist nicht immer die genaue Erzeugung des gesamten Bewegungsschaubildes unumgänglich notwendig, vielmehr genügt es oft, wenn hierin einzelne Punkte genau erfüllt werden. Ist dies der Fall, so lassen sich im allgemeinen Gelenkgetriebe als Lösungen ermitteln. Dabei gelingt es, mit den bisher bekannten Konstruktionsverfahren unter Heranziehung der Burmesterschen Kreis- und Mittelpunktkurven gegebenenfalls

bis zu fünf Punkte des Bewegungsschaubildes zu erfüllen. Obwohl nun manche Getriebeaufgaben mitunter bereits durch drei, vier oder fünf Lagenzuordnungen zwischen An- und Abtriebsglied, d.h. Punkten im Bewegungsgesetz, ausreichend formuliert werden können, ist es doch in anderen Fällen notwendig, mehr als fünf, unter Umständen sogar wesentlich mehr solcher Bedingungen vorzuschreiben.

Für einige Sonderfälle sind bereits Konstruktionen bekannt geworden, die die Verwirklichung auch von mehr als fünf Punkten eines vorgegebenen Bewegungsschaubildes durch Gelenkgetriebe ermöglichen. Dabei wurde zum Beispiel von gewissen Symmetrieeigenschaften spezieller Getriebekonstruktionen ausgegangen. Mit den im folgenden zu erläuternden Verfahren können demgegenüber für allgemeiner gegebene Bedingungen die Gliederabmessungen geeigneter Gelenkgetriebe bestimmt werden.

Sofern nicht mehr als fünf einander zugeordnete Lagen zweier bewegten Ebenen vorgegeben sind, kann die gegenseitige gelenkige Verbindung derselben im allgemeinen noch durch ein einziges Zwischenglied erfolgen. Im Falle der Führung beider bewegten Ebenen im Gestell gelangt man so zum Gelenkviereck, der einfachsten Bauform eines Gelenkgetriebes. Sind dagegen mehr als fünf Lagenzuordnungen zweier bewegten Ebenen durch ein Gelenkgetriebe zu verwirklichen, so ist diese einfache Lösungsmöglichkeit nicht mehr gegeben. Der Einsatz zusätzlicher Getriebeglieder wird erforderlich. So gelangt man zu Getriebekonstruktionen mit sechs oder mehr Gliedern, die gemäß der größeren Zahl der sie festlegenden Bestimmungsgrößen zur Erfüllung weitgehender Forderungen geeignet sind.

Bei dem ersten Konstruktionsverfahren wird als Getriebekonstruktion das sechsgliedrige Verzweigungsgetriebe benutzt, das wegen seines binären Gestellgliedes auch als Zweistandgetriebe bezeichnet wird. Bei dem im Bild I/87 gezeigten Getriebe soll das im Gestell angelenkte binäre Glied als Antrieb dienen. Man erkennt leicht, daß die Absolutbewegung des Kurbelzapfens A der geometrischen Summe seiner Relativbewegung gegen das im Gestell angelenkte ternäre Glied und dessen Absolutbewegung gegen das

Gestell gleich sein muß. Daraus folgt eine verhältnismäßig einfache Ermittlung des Bewegungsschaubildes, sofern die Relativbewegung bekannt ist. Diese ergibt sich aber leicht als Koppelkurve des die Bewegung übertragenden Gelenkvierecks.

Den einander zugeordneten Lagen des binären Antriebsgliedes und des ternären Abtriebsgliedes entsprechen demgemäß eindeutige Koppelpunkt-Relativlagen des Kurbelzapfens gegen das Abtriebsglied. Hierauf stützt sich die Konstruktion, die für bis zu acht Lagenzuordnungen von An- und Abtriebsglied durchgeführt werden kann. Wie dabei vorzugehen ist, möchte ich an Hand des folgenden Bildes I/88 erläutern. Gegeben sind sieben Punkte eines Bewegungsschaubildes und damit eine gleiche Zahl von Lagenzuordnungen zwischen den in  $P_0$  und  $Q_0$  als An- bzw. Abtrieb zu führenden Gliedern. Man kann nun eine willkürliche Kurbellänge  $P_0A$  und zugleich eine ebenfalls beliebige Bezugslage  $P_0A_1$  wählen und die sich hierfür einzustellenden relativen Koppelpunktlagen, beispielsweise  $A_1^4, A_2^4, \dots$  gegen die Lage 4 des Abtriebsgliedes, bestimmen. Für diese sind dann die Abmessungen eines Gelenkvierecks zu ermitteln, das einen Koppelpunkt besitzt, dessen Bahnkurve sämtliche relativen Punktlagen enthält. Benutzt man diejenige Gliedebene des Gelenkvierecks, die zunächst als ruhend angesehen wird, als das im Gestell in  $Q_0$  anzulenkende Abtriebsglied, so ist nach dem zuvor Gesagten zu ersehen, daß mit dem so ermittelten Getriebe die vorgeschriebenen Lagenzuordnungen tatsächlich erfüllt werden.

Mit dem zuerst von Hain angegebenen Hilfsmittel der Punktlagenreduktion können bekanntlich bis zu sieben willkürlich vorgegebene Punktlagen durch die Koppelkurve eines hierfür zu bestimmenden Gelenkvierecks erfüllt werden. Infolgedessen gelingt es auch, sieben Lagenzuordnungen zweier bewegten Ebenen in der gezeigten Weise zu verwirklichen. Damit sind aber die Möglichkeiten dieses Getriebes noch nicht erschöpft. Verzichtet man auf die zunächst willkürlich getroffene Festlegung von Länge und Bezugslage des Antriebsgliedes, so ist es möglich, stets eine weitere Lagenzuordnung zu erfüllen. Dabei werden diese Bestimmungsgrößen so gewählt, daß zwei der relativen Koppelpunktlagen zusammenfallen.

Mit dem hier angedeuteten Verfahren gelingt die Verwirklichung von bis zu acht Punkten des Bewegungsschaubildes, die völlig frei vorgegeben werden dürfen. Dabei besteht auch die Möglichkeit, durch geeignete Punktewahl Raststellungen zu erzeugen.

I/31 Bei dem im Bild I/31 gezeigten Beispiel ist für sieben genau zu erfüllende Punkte des Bewegungsgesetzes, von denen drei der Erzeugung einer Zwischenrast dienen, die Konstruktion eines Gelenkgetriebes durchgeführt worden. Länge und Bezugslage des Antriebsgliedes wurden so gewählt, daß ein Zusammenfall zweier Koppelpunkt-Relativlagen eintritt. Die Ermittlung eines geeigneten Gelenkvierecks ist dann für nur sechs Punktlagen durchzuführen, womit sich die Konstruktion wesentlich vereinfacht.

I/89 Das Verfahren lässt sich bei g e r a d geführtem Abtriebsglied gleichfalls anwenden. Als Beispiel hierfür zeige ich im nächsten Bild I/89 ein Getriebe, das einen als Drehung eingehenden Meßwert quadriert und auf einer linear geteilten Skala anzeigt. Das Bewegungsgesetz ist hier eine einfache Parabel und wird innerhalb eines Drehbereiches des Antriebsgliedes von  $180^\circ$  mit guter Annäherung erzeugt. Als Konstruktionsgrundlage wurden sieben Punkte des Bewegungsgesetzes angenommen, die durch die Getriebelösung genau verwirklicht werden.

Sofern mehr als a c h t Punkte des Bewegungsschaubildes zu erfüllen sind, besteht die Möglichkeit, durch Einsatz von Getrieben mit acht oder mehr Gliedern auch diesen erhöhten Anforderungen nachzukommen. Es sind dann ähnlich aufgebaute Verzweigungsgetriebe zu benutzen, wobei sich die Konstruktion auf die Ermittlung von Gelenkgetrieben für mehr als sieben vorgegebene Punktlagen stützt. Ferner soll erwähnt werden, daß das Verfahren gleichfalls angewendet werden kann, wenn der Antrieb von einer allgemein bewegten Ebene aus erfolgen soll, beispielsweise von der Koppel-ebene eines bereits vorhandenen Gelenkvierecks aus.

Das zweite Verfahren, welches ich nunmehr erläutern möchte, geht von anderen Voraussetzungen aus. Wird eine schwingende Bewegung durch ein periodisches Getriebe erzeugt, so durchläuft das Schwingenglied innerhalb einer Bewegungsperiode jede seiner möglichen Lagen zumindest zweifach. Es gibt infolgedessen stets

I/19 zwei verschiedene Lagen des Antriebsgliedes, denen einander identische Lagen des Abtriebsgliedes zugehören. Als einfaches Beispiel hierfür zeigt das Bild I/19 ein als Kurbelschwinge arbeitendes Gelenkviereck. Im Bewegungsschaubild erkennt man leicht derartige Paare von Lagenzuordnungen als Punkte gleicher Ordinate.

Diese Besonderheit kann bei der Maßbestimmung von Gelenkgetrieben benutzt werden, und es gelingt, für bis zu zehn Lagenzuordnungen zwischen An- und Abtriebsglied die Abmessungen geeigneter sechsgliedriger Gelenkgetriebe zu ermitteln, unter der Voraussetzung, daß diese als Punkte mit paarweise gleicher Ordinate im Bewegungsschaubild vorgegeben werden. Bei der Konstruktion wird zunächst ein Gelenkfünfeck in seinen erforderlichen Abmessungen bestimmt. Dabei ist zu fordern, daß sich außer den durch die Aufgabenstellung vorgeschriebenen paarweise identischen Lagen der Schwinge Q für die Koppel R ebenfalls

I/90 paarweise identische Lagen einstellen. In dem im Bild I/90 gezeigten Beispiel sind zehn Lagen der Antriebsebene P fünf Paar einander identische Lagen der anzutreibenden Schwingenebene Q zugeordnet. Die Abmessungen des Gelenkfünfecks wurden in der Weise ermittelt, daß sich mit den vorgeschriebenen Lagenzuordnungen der Ebenen P und Q ebenfalls identische, somit nur fünf verschiedene Lagen der Koppel R einstellen. Die zwanglose Gliedergruppe des Gelenkfünfecks kann nun durch ein binäres Glied zwangsläufig geschlossen werden. Wird dabei die Anlenkung in einem der Burmesterschen Punkte der bewegten Ebene R vorgenommen, so werden durch das gefundene Getriebe die geforderten Lagenbedingungen genau erfüllt.

I/91 An einem Beispiel soll die Bestimmung eines geeigneten Gelenkfünfecks, das der weiteren Konstruktion zugrunde zu legen ist, erläutert werden. Im Bild I/91 sind acht Punkte eines Bewegungsschaubildes mit paarweise gleicher Ordinate gegeben, und zwar vier davon je paarweise zur Bestimmung einer der Totlagen 18 und 45. Hierfür sind die Abmessungen eines Gelenkgetriebes zur Erzeugung der verlangten Bewegung zu ermitteln. Bei der Lösung der Aufgabe wählt man zunächst beliebig Länge  $M_A A$  und Bezugslage  $M_A A_1$  der Kurbel P und gleichfalls willkürlich die Länge

der Koppel S des Gelenkfunfecks. Um die Lagen  $A_1, A_2, \dots$  des Kurbelzapfens werden mit der Gliedlänge AC von S Kreise beschrieben, die sich u.a. gemäß der durch die Aufgabenstellung bedingten Doppellagen 1, 8; 2, 7; ... in Punkten  $C_{18}, C_{27}, \dots$  treffen. Mit den acht paarweise identischen Schwingenlagen der anzutreibenden Ebene Q erhält man so Zuordnungen von Punkt- und Ebenenlagen. Hierfür besteht die Aufgabe, sowohl den ruhenden Drehpunkt  $M_B$  der Schwinge Q als auch in dieser den geeigneten Punkt B für die gelenkige Koppelverbindung derartig zu bestimmen, daß die jeweiligen Punktabstände  $B_{18}C_{18}, B_{27}C_{27}, \dots$  einander gleich sind.

Man kann für die zuletzt erörterte Aufgabenstellung zeigen, daß sich für die Wahl des Schwingendrehpunktes  $M_B$  als geometrischer Ort wiederum eine Burmestersche Mittelpunktkurve m ergibt. Einem hierauf anzunehmenden Punkt  $M_B$  gehört der gesuchte Koppelschwinggelenkpunkt B eindeutig zu. Im vorliegenden Fall von acht Lagenzuordnungen ist es jedoch empfehlenswert, die Wahl von  $M_B$  in einem der Pole oder der leicht aufzufindenden Hilfspunkte der Gegenpolvierseite zu treffen. Da diese sämtlich Punkte der Mittelpunktkurve sind, erübrigt sich dann deren zeitraubende Konstruktion. Sind gegebenenfalls nicht nur acht sondern zehn Punkte des Bewegungsgesetzes wie zuvor gegeben, so hat die Wahl von  $Q_0$  in einem der Burmesterschen Punkte zu erfolgen. Ein im allgemeinen vorgeschriebener Abstand der Gestelldrehpunkte von An- und Abtriebsglied läßt sich durch maßstäbliche Veränderung aller Gliederabmessungen stets leicht berücksichtigen.

I/25 Sinngemäß ist vorzugehen, wenn eine geradeführte Bewegung des Abtriebsgliedes verlangt wird. Ein Beispiel hierfür zeigt das folgende Bild I/25. Es besteht die Aufgabe, einen Schlitten während der Vor- und Rückwärtsbewegung zeitweise mit konstanten aber verschiedenen großen Geschwindigkeiten zu führen. Die Aufgabe wird hier durch acht Lagenzuordnungen von An- und Abtriebsglied, entsprechend den acht Punkten paarweise gleicher Ordinate im Bewegungsschaubild, formuliert. Durch Benutzung von Polen konnte beispielsweise hier die gesamte Konstruktion ohne das Aufzeichnen von Mittelpunktkurven durchgeführt werden. Das Bewegungsschaubild des ermittelten Getriebes zeigt die genaue

Erfüllung der acht vorgegebenen Punkte und läßt darüber hinaus erkennen, daß auch die Forderung nach Geschwindigkeitskonstanz innerhalb der verlangten Grenzen mit guter Annäherung befriedigt wird.

Sofern die Aufgabe besteht, mehr als zehn Lagenzuordnungen durch ein Gelenkgetriebe zu erfüllen, so müssen hierzu Getriebe mit höherer Gliederzahl herangezogen werden. Die Führung der die Doppellagen durchlaufenden Koppel kann dabei im allgemeinen nicht mehr durch ein binäres Glied erfolgen. An dessen Stelle tritt vielmehr ein Gelenkviereck oder ein Getriebe mit mehr als vier Gliedern, das zur Erzeugung einer Koppelkurve geeignet ist, welche die sich einstellenden Koppelpunktlagen enthält.

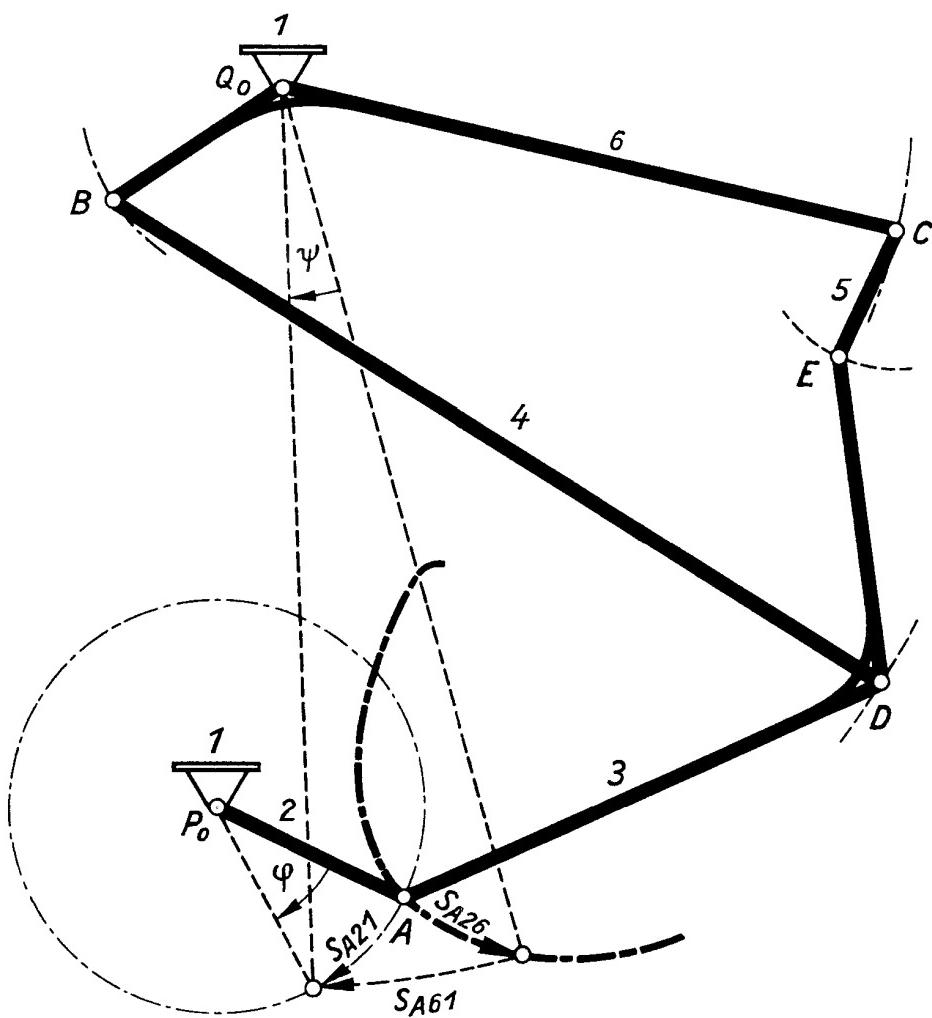
Mit den beiden erläuterten Verfahren wird der Getriebekonstrukteur in die Lage versetzt, Gelenkgetriebe als Lösungen auch für solche Bewegungsaufgaben einzusetzen, für die dies bisher wegen der verhältnismäßig hohen Zahl von Lagenbedingungen nicht möglich erschien. Das erfordert allerdings den Einsatz von mehr Getriebegliedern, als für die Verwirklichung von nur bis zu fünf Lagenzuordnungen zweier bewegten Ebenen, was offensichtlich darin begründet liegt, daß mit der Zahl der Getriebeglieder naturgemäß auch die der verfügbaren Bestimmungsgrößen des Getriebes anwächst.

Bewegungsaufgaben, die durch maximal fünf Punkte im Bewegungsgesetz nicht mehr hinreichend formuliert werden können, erfordern aber ohnehin fast immer zur Lösung die Anwendung von Gelenkgetrieben größerer Gliederzahl. So ist zum Beispiel die Erzeugung von Bewegungen mit Raststellungen, mehr als zwei Totlagen oder Bereichen annähernd konstanter Geschwindigkeiten durch die Grundgetriebe des Gelenkvierecks nicht möglich. Infolgedessen kann auch die Heranziehung zusätzlicher Glieder zur Lösung von verwickelteren Bewegungsproblemen durch Gelenkgetriebe meist als sinnvolles und naturgemäßes Hilfsmittel angesehen werden. Die Verwendung von Getrieben mit sechs oder mehr Gliedern wird und soll demnach weniger als Konzession an das zu benutzende Verfahren zu werten sein, sondern sich vielmehr als kinematisch notwendig erweisen.

Je nach der Art der vorliegenden Aufgabenstellung wird eines der gezeigten Lösungsverfahren und damit die eine oder die andere Getriebefabuform zu benutzen sein. Der zuletzt erläuterte Lösungsweg gestattet die Verwirklichung der größeren Zahl von Punkten eines vorgegebenen Bewegungsschaubildes. Diese sind allerdings paarweise als Punkte gleicher Ordinate anzunehmen. Praktisch wird es jedoch oft ohne Schwierigkeit möglich sein, die Bewegungsaufgabe entsprechend zu formulieren. Das hierbei zu verwendende Getriebe ist aber infolge seiner kinematischen Eigenschaften zur genauen Erzeugung von Raststellungen ungeeignet. Im Gegensatz dazu können die beim ersten Verfahren benutzten Verzweigungsgetriebe besonders gut auch für solche Bewegungsaufgaben eingesetzt werden, die Raststellungen vorschreiben. Dabei können auch Zwischenrasten verwirklicht werden.

Soweit durch die Aufgabenstellung über eine geringere als die durch das betreffende Getriebe und das zu verwendende Verfahren bedingte maximal mögliche Zahl von Lagenzuordnungen verfügt wird, ergeben sich mitunter wesentliche Konstruktionsvereinfachungen. Darüber hinaus können dann praktische Erfordernisse, wie befriedigende Güte der Bewegungsübertragung, Vermeidung ungünstiger Getriebeabmessungen usw. im allgemeinen ausreichend Berücksichtigung finden. Als Beispiel hierfür zeigt das letzte Bild I/92 die Konstruktion eines sechsgliedrigen Verzweigungsgetriebes für eine durch sechs Punkte des Bewegungsgesetzes erfaßte Getriebeaufgabe. Gefordert wird, daß während einer halben Bewegungsperiode die Abtriebsschwinge mit annähernd konstanter Geschwindigkeit um einen vorgegebenen Winkel  $\varphi = 90^\circ$  bewegt wird. Auf der entsprechenden Geraden des Bewegungsschaubildes wurden sechs Punkte gewählt und der Konstruktion zugrunde gelegt. Durch Herbeiführung des Zusammenfalls zweier relativer Koppelpunktlagen gelingt die Lösung der Aufgabe mit geringem Aufwand an Konstruktions- und Zeichenarbeit.

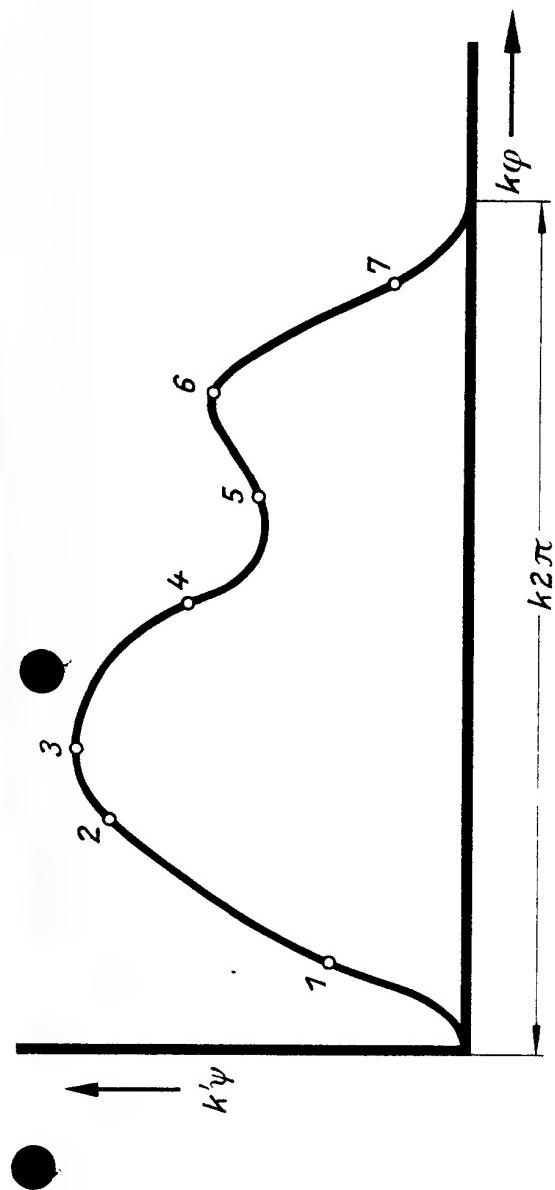
I/92



### Sechsgliedriges Verzweigungsgetriebe

Zur Klärung des Bewegungszusammenhanges zwischen An- und Abtriebsglied.

I/88



*Konstruktion eines sechsgliedrigen Verzweigungsgetriebes für sieben vorgegebene Punkte eines Bewegungsschaubildes.*

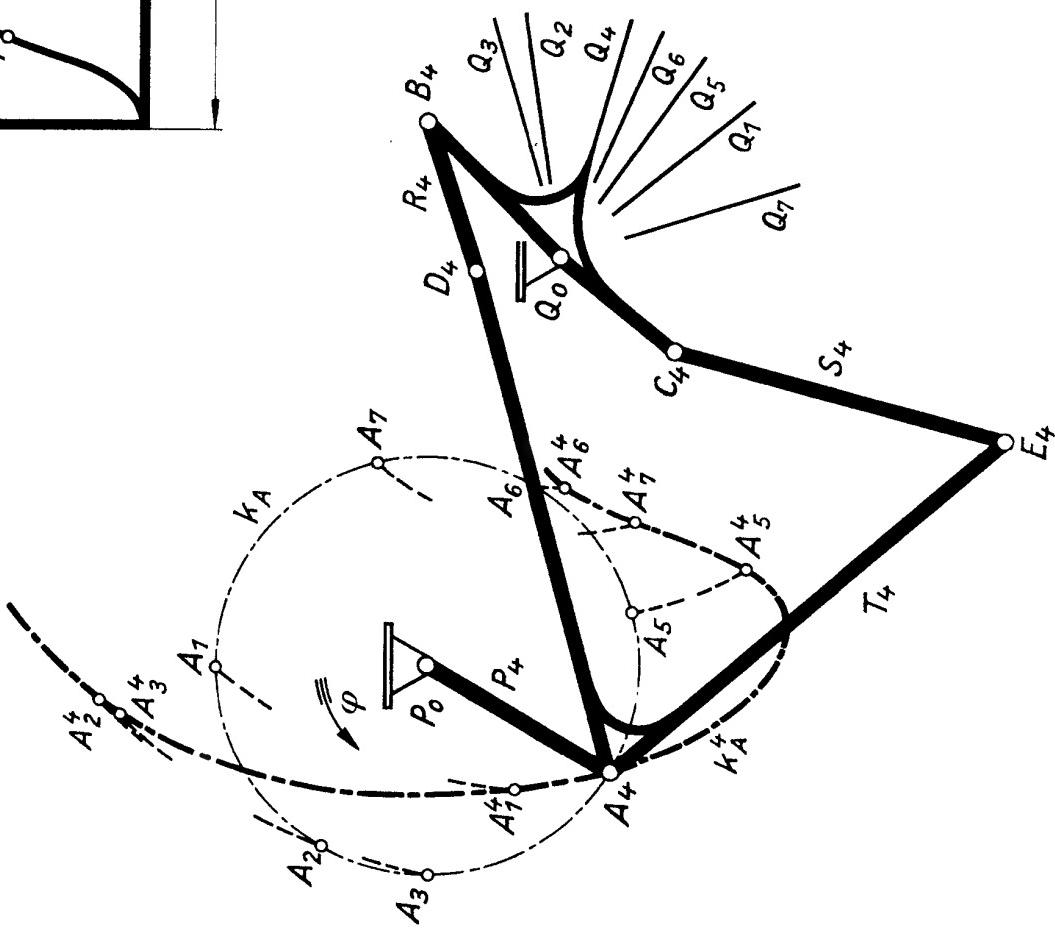


Bild 8. Sechsgliedriges Verzweigungsgetriebe  
für die Erfüllung der Aufgabenstellung zu Bild 7.

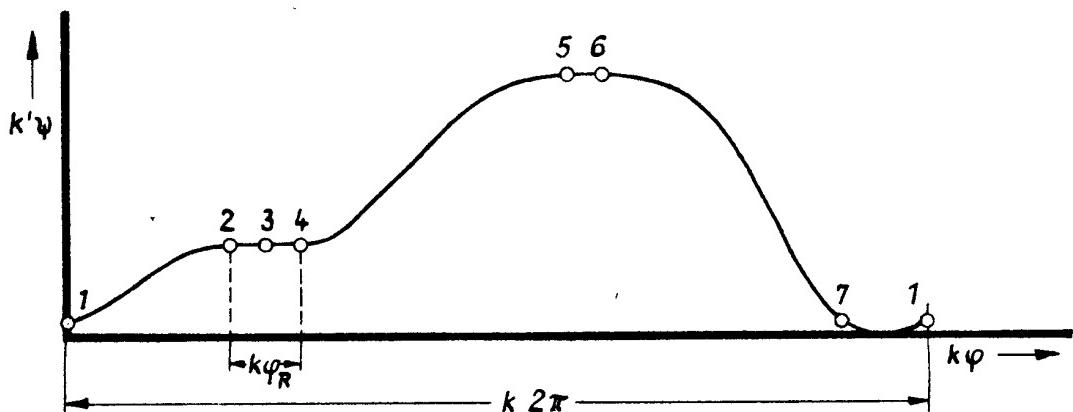
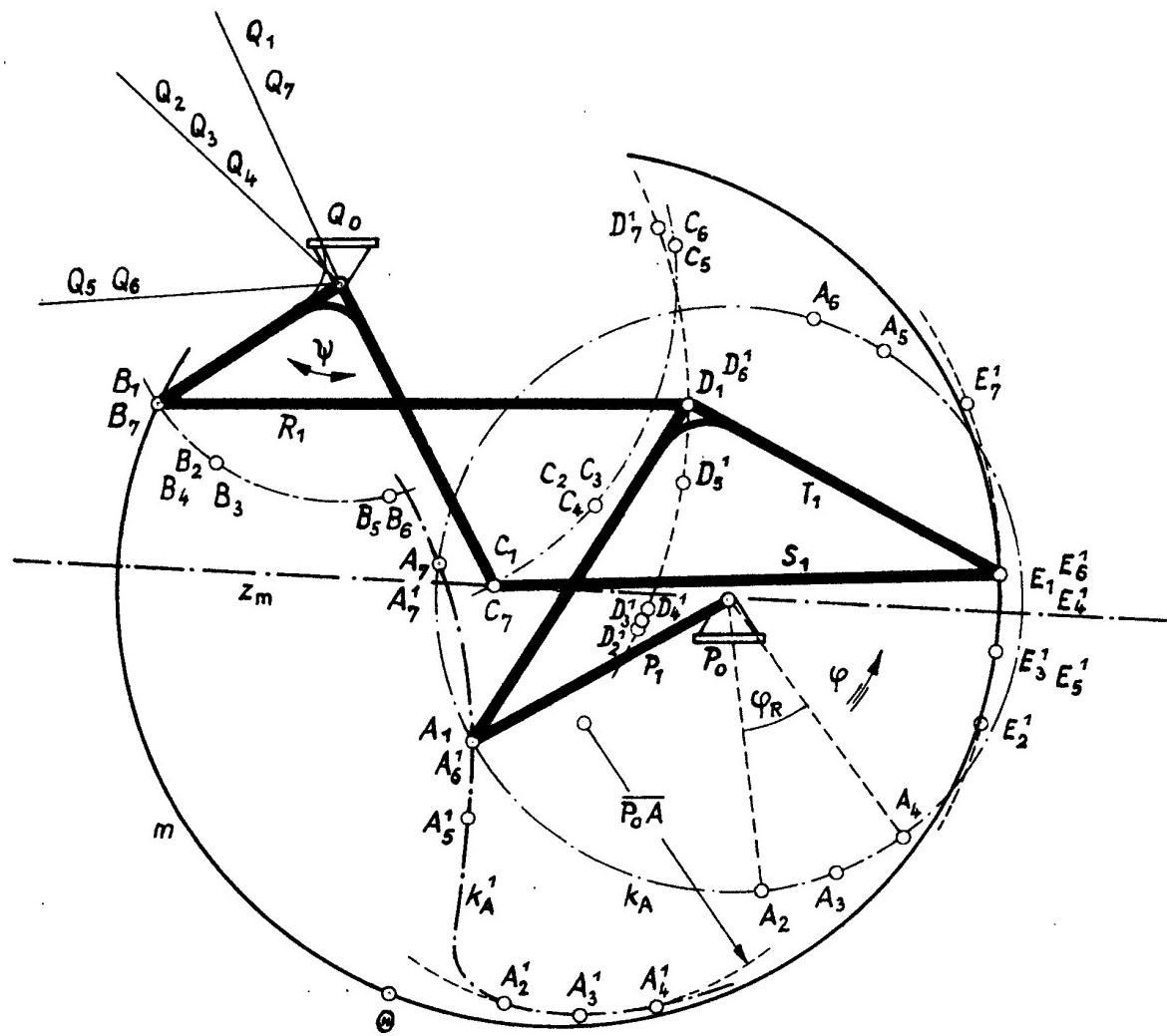
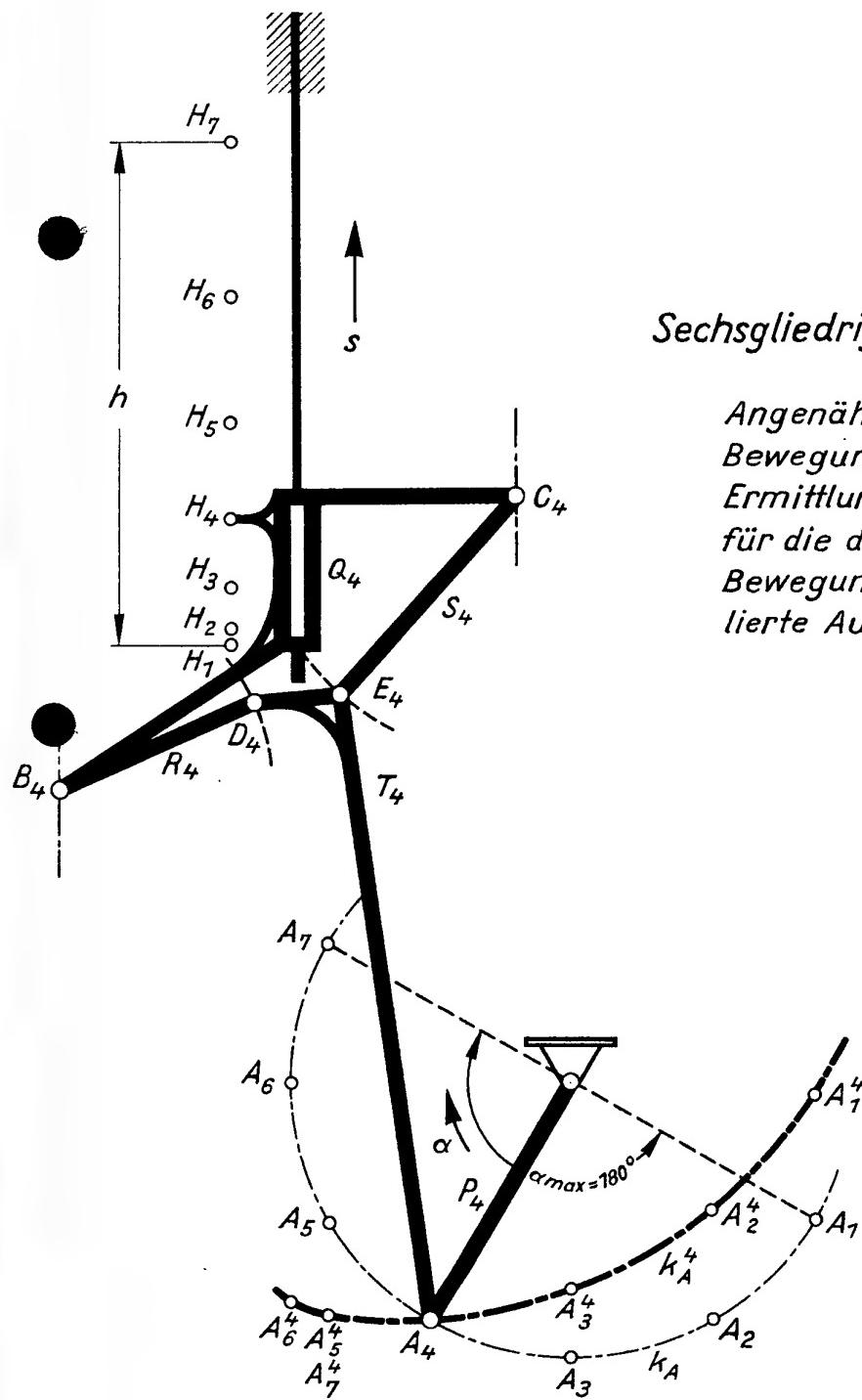
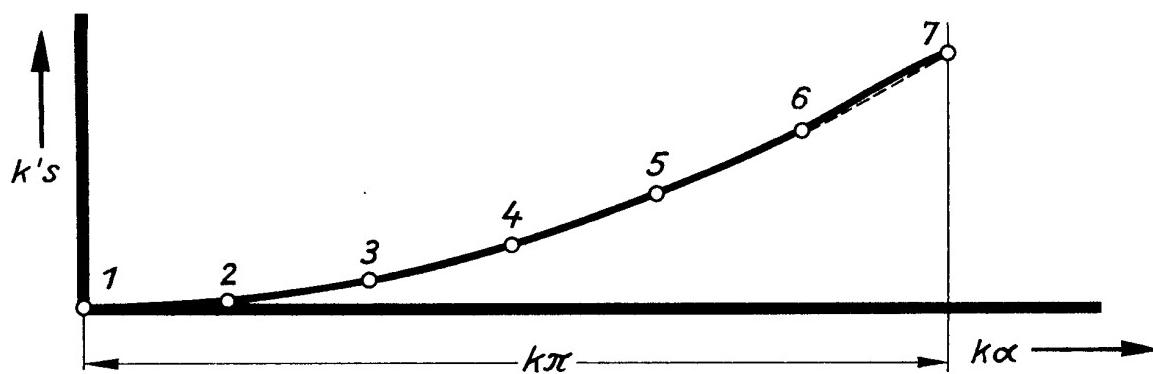


Bild 7. Durch sieben Punkte im Bewegungsschaubild formulierte Aufgabenstellung, davon drei Punkte für Festlegung einer Zwischenrast nach Lage und Dauer.



*Sechsgliedriges Verzweigungsgetriebe*

*Angenäherte Erzeugung eines Bewegungsgesetzes  $s = f(\alpha)$ . Ermittlung der Abmessungen für die durch sieben Punkte des Bewegungsschaubildes formulierte Aufgabenstellung.*

Bild 3. Als Kurbelschwinge arbeitendes Gelenkviereck. Schwingendoppel Lage gekennzeichnet durch zwei Getriebestellungen mit gleicher Schwingenlage.

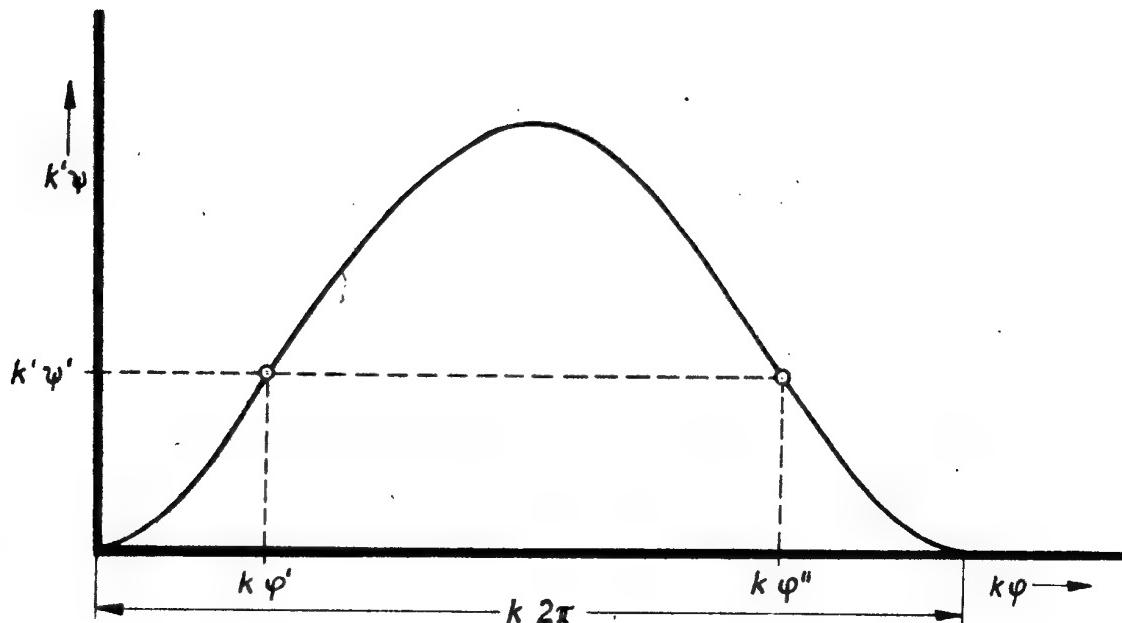
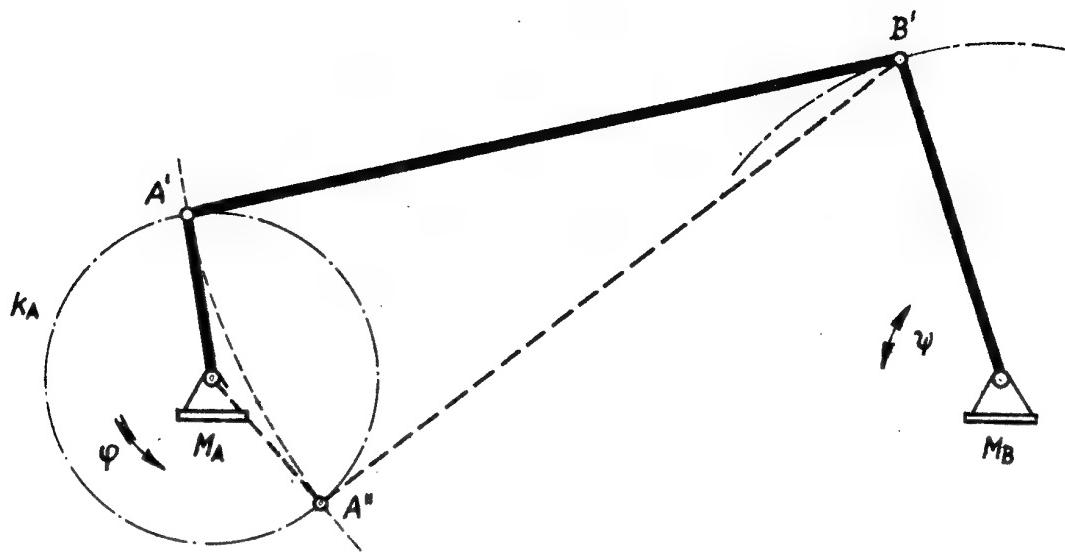
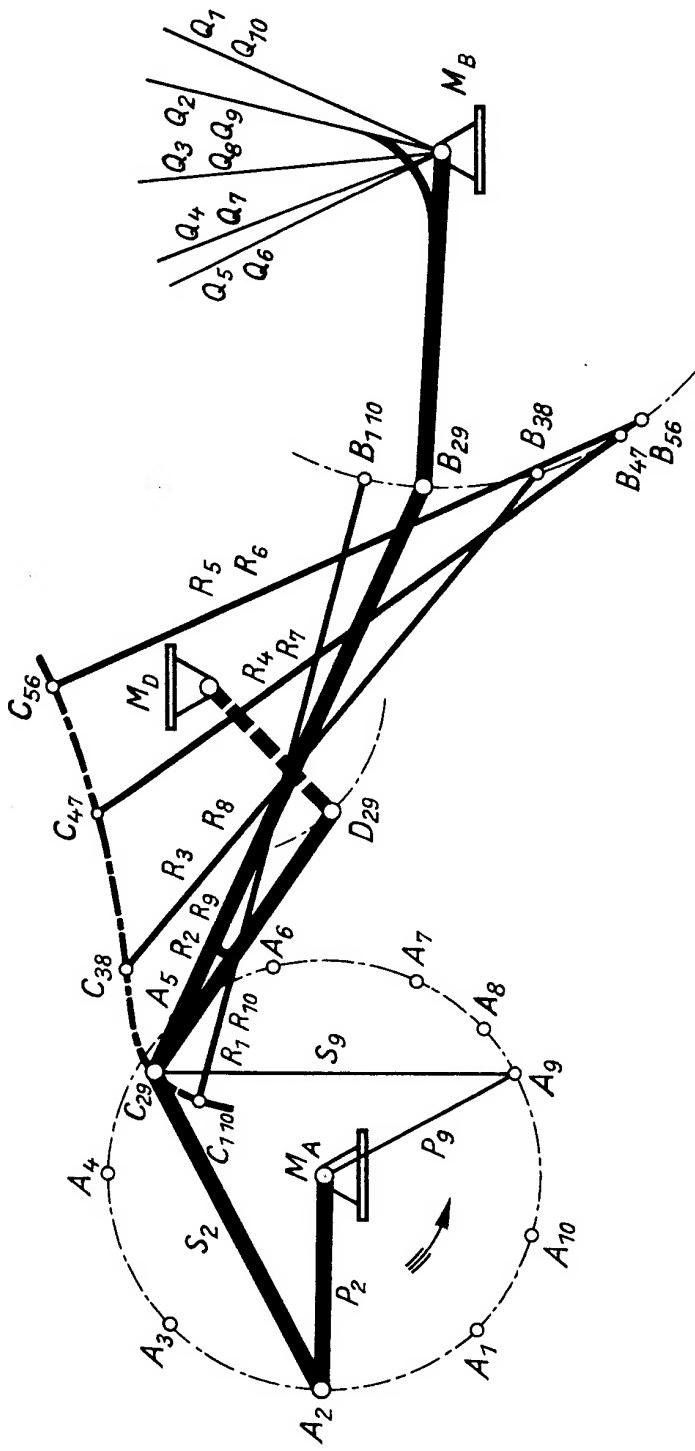
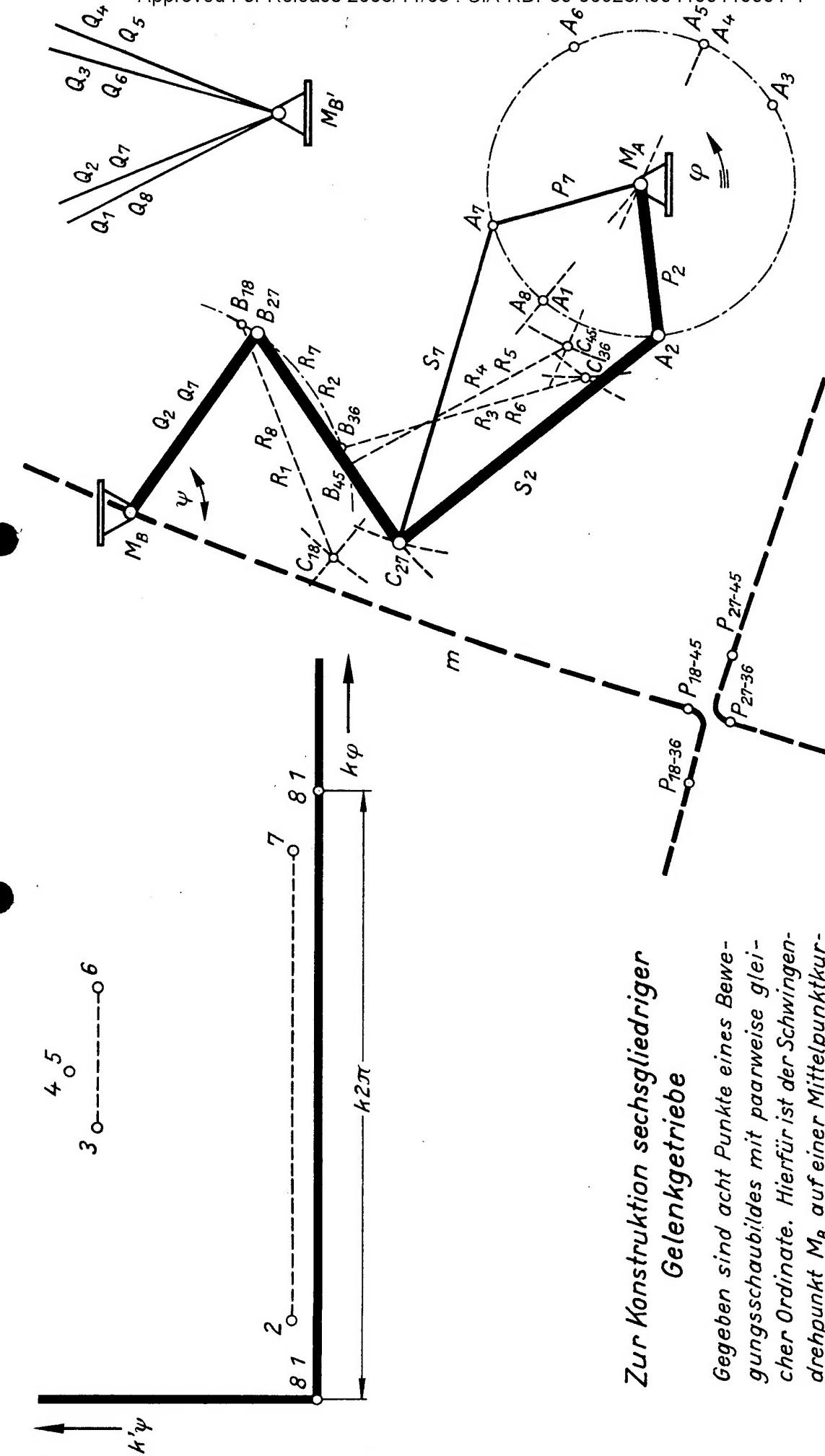


Bild 4. Bewegungsschaubild des Getriebes zu Bild 3. Zwei Punkte im Bewegungsschaubild mit Ordinate bestimmen eine Schwingendoppel Lage der Kurbelschwinge.



### Sechsgliedriges Gelenkgetriebe

Zehn Lagenzuordnungen zwischen Antriebsglied P und Abtriebsglied Q.  
Neben den geforderten Ebenenlagen Q stellen sich bei geeigneter Wahl der Gliederabmessungen für die Koppe/R des Gelenkufecks gleichfalls paarweise identische Ebenenlagen ein.



# Zur Konstruktion sechsgliedriger Gelenkgetriebe

Gegben sind acht Punkte eines Bewegungsschaubildes mit paarweise gleicher Ordinate. Hierfür ist der Schwingendrehpunkt  $M_B$  auf einer Mittelpunktkurve zu wählen.

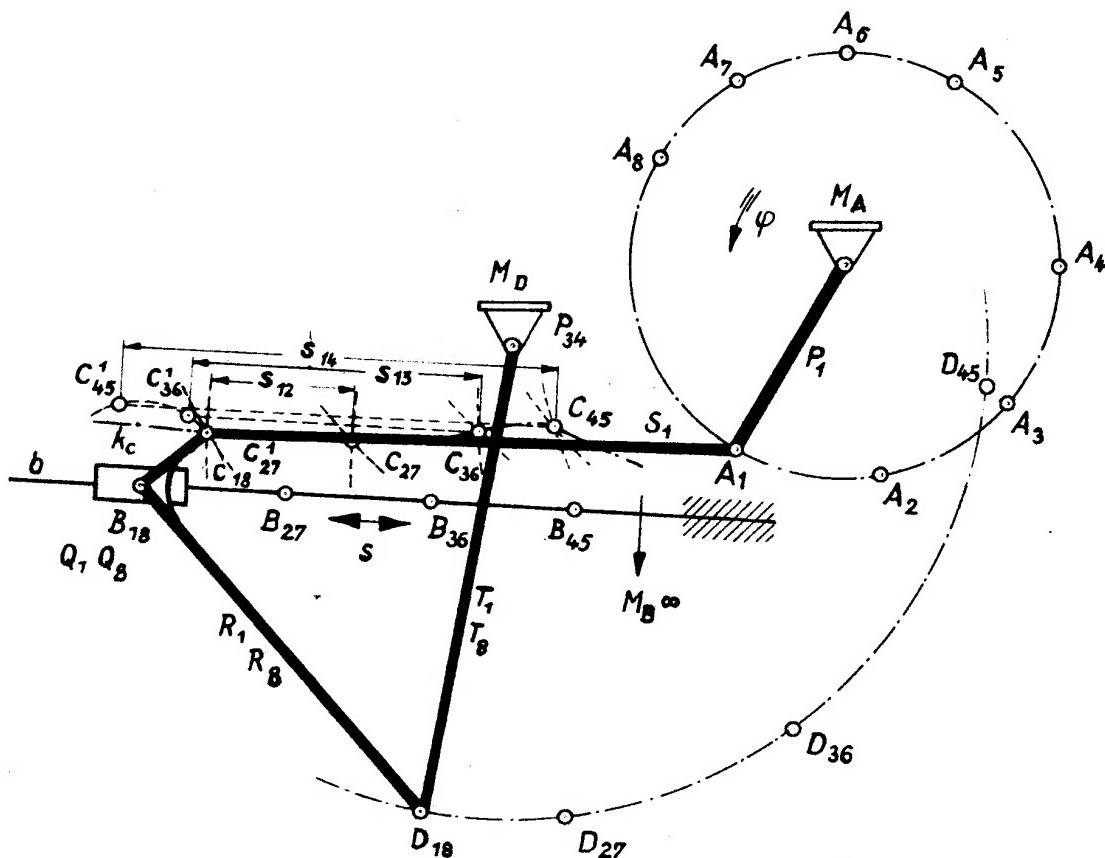


Bild 15. Ermittlung der Abmessungen eines sechsgliedrigen Gelenkgetriebes für acht paarweise als Schwingendoppellagen vorgegebene Lagenzuordnungen der Ebenen  $P$  und  $Q$  ohne Benutzung der Mittelpunktkurve und bei unendlich fernem  $M_B$ .

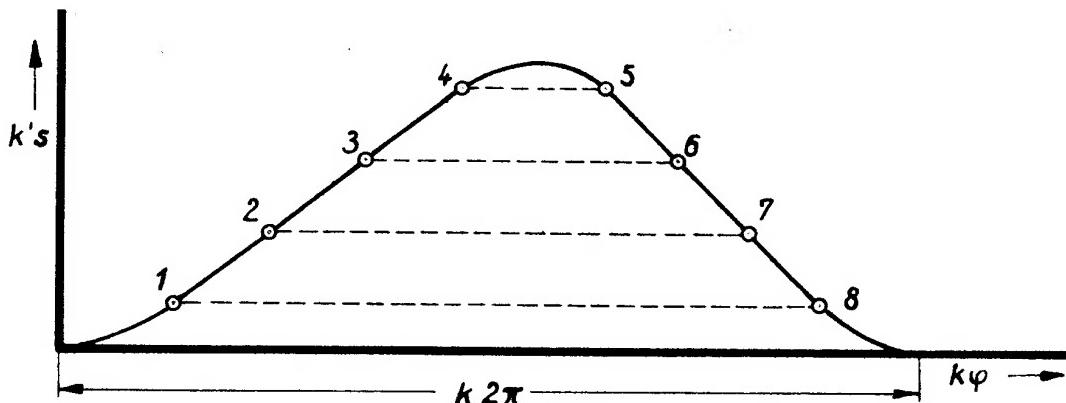
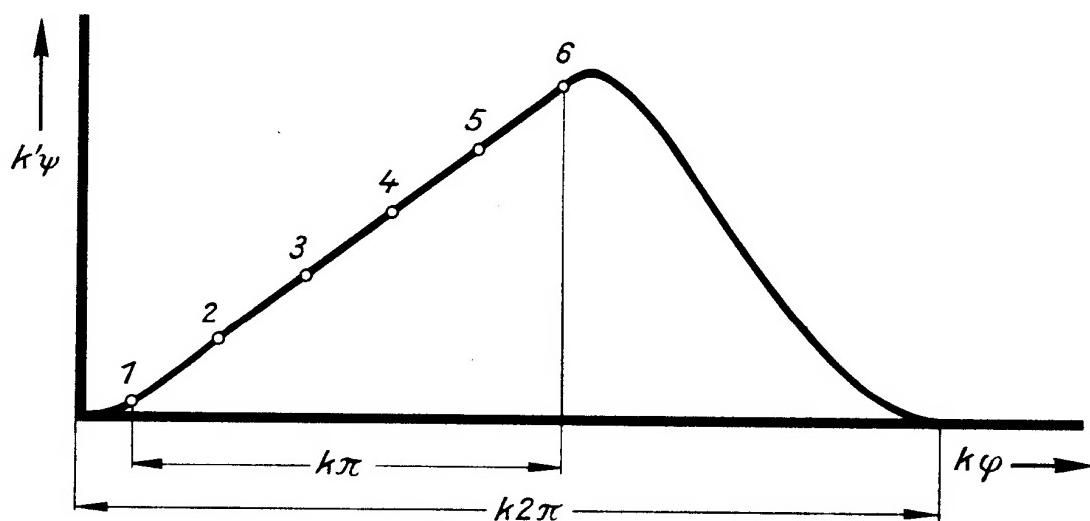
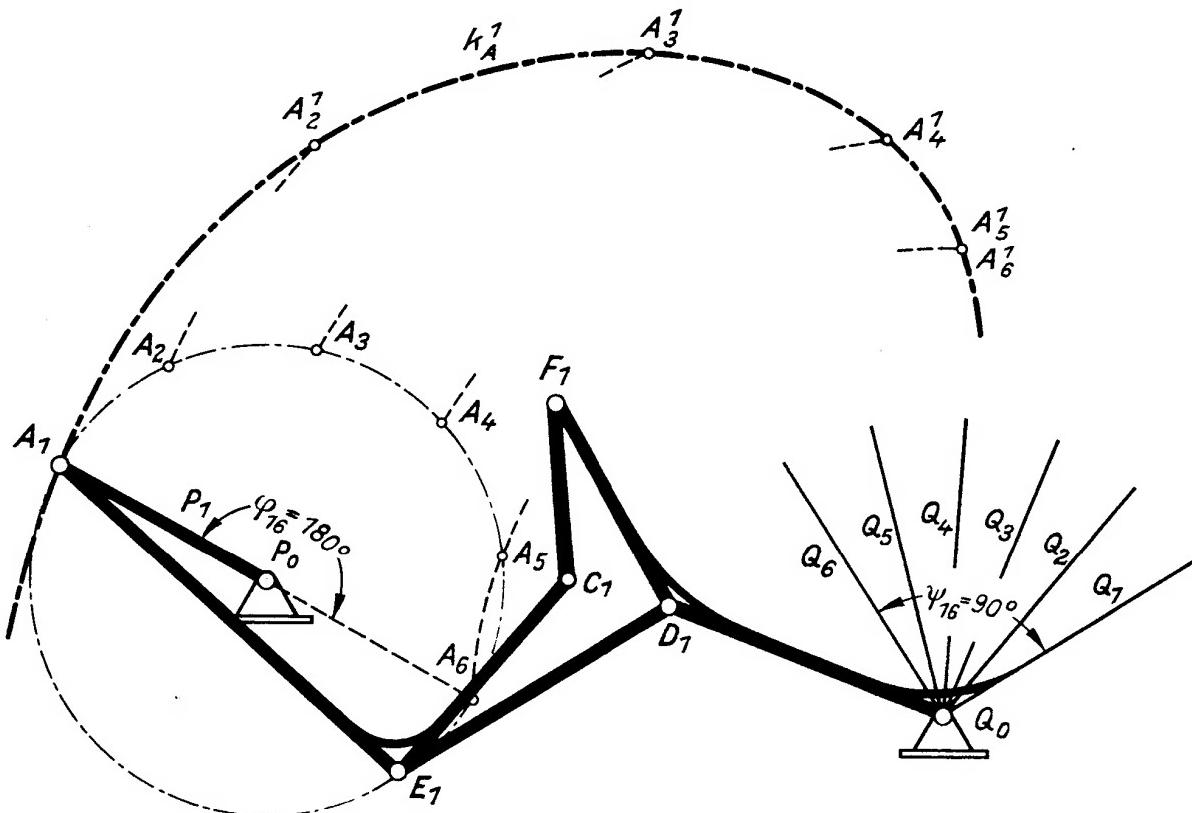


Bild 16. Bewegungsschaubild  $s = f(\varphi)$  für das zu Bild 15 ermittelte Getriebe. Die acht vorgegebenen Punkte werden genau erfüllt.



## *Sechsgliedriges Verzweigungsgetriebe*

*Durch Erfüllung von sechs vorgegebenen Punkten des Bewegungsschaubildes angeähnert konstante Geschwindigkeit der Abtriebsschwinge während einer halben Bewegungsperiode.*